



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**ŘÍZENÍ HYDRAULICKÝCH ROZVÁDĚČŮ
MINIEXKAVÁTORU**

CONTROL OF HYDRAULIC DIRECTIONAL VALVES OF MINI EXCAVATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Nožka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Michal Nožka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Řízení hydraulických rozváděčů miniexkavátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Miniexkavátory se stávají velmi populárními stavebními stroji, zejména díky jejich malým rozměrům a schopnosti pracovat ve stísněných prostorech. Pro takto malé zařízení je důležitý efektivní provoz a nízké náklady. Úprava hydraulického systému, zejména jeho řízení by s využitím optimalizačních metod mohly přinést značné zefektivnění provozu stroje.

Typ práce: výzkumná

Projekt: MPO

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je návrh řízení hydraulické části miniexkavátoru pomocí parametrů řízení vybraných pomocí matematického modelování a počítačové simulace.

Dílčí cíle diplomové práce:

- analýza stávajícího řešení – zdroj pilotního tlaku, joystick, rozvádeč,
- modelování a simulace hydraulických prvků stroje a jejich řízení,
- návrh řízení hydraulické části miniexkavátoru s cílem zlepšení jeho užitných vlastností,
- experimentální ověření vybraných parametrů navrženého řízení hydraulické části.

Požadované výstupy: publikace, průvodní zpráva, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2018.pdf

Seznam doporučené literatury:

BLAHA, J. and BRADA, K. Hydraulické stroje. SNTL, Praha, 1992. 747 s. ISBN: 80-03-00665-1.

PIVOŇKA, J. Tekutinové mechanismy. Praha: SNTL, 1987, 624 s. ISBN 04-225-87.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem řízení hydraulické části bezemisního kompaktního rypadla. Toto rypadlo po přestavbě dosahuje stejných parametrů jako rypadlo původní se spalovacím motorem. Při řešení práce významnou roli hrály simulace hydraulického systému a logiky řízení. Pro určení správných parametrů modelů bylo potřeba provést také sérii měření. V průběhu řešení diplomové práce byly navrženy některé postupy získání vhodných parametrů. Výsledkem této práce je návrh řízení hydraulické části bezemisního kompaktního rypadla, které je unikátní svým způsobem řízení a prakticky nemá přímého konkurenta (co se týče způsobu řízení). Navržené parametry byly experimentálně ověřeny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický rozváděč, mobilní hydraulika, bezemisní kompaktní rypadlo, Simulink, algoritmus řízení hydraulického rozváděče

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of control algorithm for hydraulic directional control valves of a zero-emission mini excavator. Zero emission excavator have same parameters as diesel engine powered version of it. To solve this problem simulations were done for hydraulics and control algorithm of this machine. To find right parameters of simulation models, experiments have been done. There were also proposed some methods to obtain the right set of parameters. The result of this diploma thesis is control algorithm for directional control valves of this very unique mini excavator that doesn't have any competitor (in terms of control algorithm). Set of parameters was also tested during experiments.

KEY WORDS

Directional control valve, mobile hydraulics, zero emission mini excavator, Simulink, control algorithm for directional control valves

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOŽKA, M. *Řízení hydraulických rozváděčů miniexcavátoru*. Brno, 2018, 96 s.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
Vedoucí práce Prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

Tato diplomová práce vznikla v rámci řešení projektu ev. č. FV10411 „Výzkum a vývoj elektrického pohonu mini-exkavátoru do 2 tun“.

„Tento projekt byl realizován za finanční podpory z prostředků státního rozpočtu prostřednictvím Ministerstva průmyslu a obchodu.“



MINISTERSTVO
PRŮMYSLU A OBCHODU

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu práce prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc. za poskytnuté rady a připomínky při zpracování práce. Dále bych chtěl poděkovat zaměstnancům společnosti Bosch Rexroth, především Ing. Miroslavu Juríkovi a Ing. Martinu Fichtovi za možnost zúčastnit se tohoto projektu. Dále bych chtěl poděkovat, rodině a přítelkyni za trpělivost a podporu po celou dobu studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci *Řízení hydraulických rozváděčů miniexkavátoru* jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. Současně prohlašuji, že jsem v seznamu uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně dne 17. května 2018

.....

Podpis autora

OBSAH

1.	ÚVOD	13
2.	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Pásová lopatová rypadla	14
2.2	Miniexkavátory	14
2.2.1	Ovládání kompaktních rypadel	14
2.3	Hydraulické systémy používané v mobilní hydraulice	15
2.3.1	Rozváděče s otevřeným středem – neregulační hydrogenerátor	15
2.3.2	Rozváděče s otevřeným středem – regulační hydrogenerátor	17
2.3.3	Load sensing systémy	17
2.3.4	Rexroth LUDV systém přerozdělování průtoku nezávisle na zatížení	20
2.4	Vyvíjené hydraulické systémy	21
2.4.1	Digital Hydraulic Power Management System (DHPMS)	21
2.4.2	Speciální rozváděče	22
2.4.3	Bezventilové systémy	22
2.5	Hydraulické bloky pro mobilní hydrauliku	23
2.5.1	Hydraulické rozváděče	23
2.5.2	Mechanicky ovládané rozváděče	24
2.5.3	Hydraulicky ovládané rozváděče	24
2.5.4	Elektricky ovládané rozváděče	25
2.6	Řídicí prvky	26
2.6.1	Hydraulické řídicí prvky	26
2.6.2	Elektrické řídicí prvky	27
2.7	Energetická optimalizace	28
2.7.1	Optimalizace geometrie rozváděčů	28
2.7.2	Analýza sil působících na šoupátko	29
2.7.3	Matematické modelování hydraulických systémů	30
2.7.4	Modelování pomocí knihoven prvků	31
2.7.5	Srovnání výsledků Simulink x Simscape Fluids	32
3.	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	33
3.1	Shrnutí poznatků na základě současného stavu poznání	33
3.2	Cíle diplomové práce	33
4.	MATERIÁL A METODY	35
4.1	Původní řešení hydraulického systému kompaktního lopatového rypadla Bobcat E19	35
4.1.1	Hydraulické ovládání rozváděčů na původním stroji	36
4.1.2	Měření na původním řešení	37
4.2	Nové řešení	38
4.2.1	Elektricky ovládaný rozváděč Rexroth L8581B2S4	38
4.2.2	Sekundární přepouštěcí ventily	39
4.3	Matematické modelování	40
4.3.1	Zjednodušený model původního řešení	40
4.3.2	Matematický model nového rozváděče	42
4.3.3	Model solenoidu	42
4.3.4	Model šoupátka	43
4.3.5	Model rozváděče	43
4.4	Verifikace modelů	45
4.4.1	Měřicí řetězec	45

4.4.2	Použitý software pro elektrické ovládání	46
4.4.3	Verifikační zkoušky	46
4.5	Simulace	47
5.	VÝSLEDKY	48
5.1	Výsledky měření původního řešení hydraulického systému	48
5.1.1	Výložník	48
5.1.2	Násada	49
5.1.3	Lžíce	51
5.1.4	Otoč svršku	52
5.1.5	Pojezd	53
5.1.6	Shrnutí výsledků	53
5.2	Bezemisní kompaktní rypadlo E19	53
5.3	Identifikace matematického modelu nového rozváděče	55
5.3.1	Rozebrání rozváděče	55
5.3.2	Identifikační měření	56
5.4	Simulace	59
5.4.1	Model podkopu	59
5.4.2	Identifikace simulačního modelu solenoidu	60
5.4.3	Model poloviny hydraulického rozváděče	61
5.4.4	Nastavení LUDV funkce modelu	64
5.4.5	Model softwaru a logiky řízení	65
5.4.6	Průběhy ovládacích signálů pro simulace	67
5.4.7	Nastavení rychlostí přímočarých hydromotorů	69
5.4.8	Nastavení modifikací ovládacího signálu a zón necitlivosti joysticků	73
5.4.9	Simulace kopání	76
5.5	Verifikace plné verze simulačního modelu	78
5.6	Navrhované změny v algoritmu softwaru na základě poznatků ze simulací	81
6.	DISKUZE	84
7.	ZÁVĚR	86
8.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	88
9.	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	92
10.	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	93
11.	SEZNAM TABULEK	96

1. ÚVOD

1

Řízení hydraulických systémů stavebních strojů je jednou z nejvíce rozvíjejících se oblastí mobilní hydrauliky. S nástupem programovatelných řídicích jednotek se otevírají rozšířené možnosti nastavení řízení hydraulického systému a následné optimalizace chování daného stroje. S použitím moderních řídicích systémů je možno také přidat nové funkce, jako například asistenty kopání (udržování směru kopání, postupná automatizace kopání). Tyto funkce snižují nároky na zkušenost obsluhy a ulehčují obsluhu každodenní práci [5, 15]. Dobře fungující rypadlo je pro obsluhu lehce ovladatelné, přesné a hlavně bezpečné jak pro obsluhu, tak pro okolí. Tyto vlastnosti stroje se mohou do jisté míry ovlivnit právě vhodným způsobem řízení.

Předmětem této práce je návrh řízení hydraulické části kompaktního rypadla pomocí parametrů řízení vybraných pomocí matematického modelování a počítačové simulace. U nové verze rypadla do 2 t byl nahrazen spalovací motor, motorem elektrickým. Jako zdroj energie pro tento stroj slouží elektrický akumulátor. Kvůli omezené kapacitě akumulátoru je důležité optimalizovat řízení systému tak, aby bylo dosaženo co možná nejvyšší účinnosti celého systému.

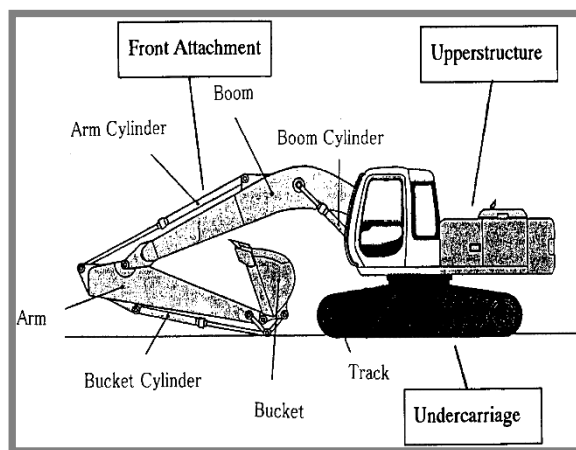
U této hmotnostní kategorie se u komerčně vyráběných strojů ve většině případů nepoužívají elektricky ovládané rozváděče, které jsou obecně dražší oproti hydraulicky a mechanicky ovládaným rozváděčům. Avšak použití elektricky ovládaného rozváděče v tomto případě rozšiřuje možnosti optimalizace hydraulického systému změnou parametrů v řídicím softwaru. Možnost rychle měnit parametry softwaru umožňuje vyzkoušet více variant v kratším čase.

2. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Pásová lopatová rypadla

Tato rypadla patří mezi skupinu zemních strojů s cyklickým charakterem práce, který spočívá v opakování různých pracovních úkonů. Doba těchto cyklů je ovlivněná mechanickými vlastnostmi těžených hornin nebo materiálů [22].

Jednotlivé podskupiny rypadla jsou zobrazeny na obr. 1. Na pásovém podvozku (undercarriage) je umístěn otočný svršek (upperstructure) s pracovním zařízením. Pracovní zařízení se skládá z podkopu (front attachment), část nejblíže kabiny se nazývá výložník (boom), na výložník je čepem uchycená násada (arm) a na její spodní části je uchycen pracovní nástroj: univerzální lopata (bucket). Mimo různé druhy lopat může být jako pracovní nástroj použit také šnekový vrták do zeminy, hydraulické kladivo nebo například drapák [16].



Obr. 1 Rozložení komponent rypadla [16]

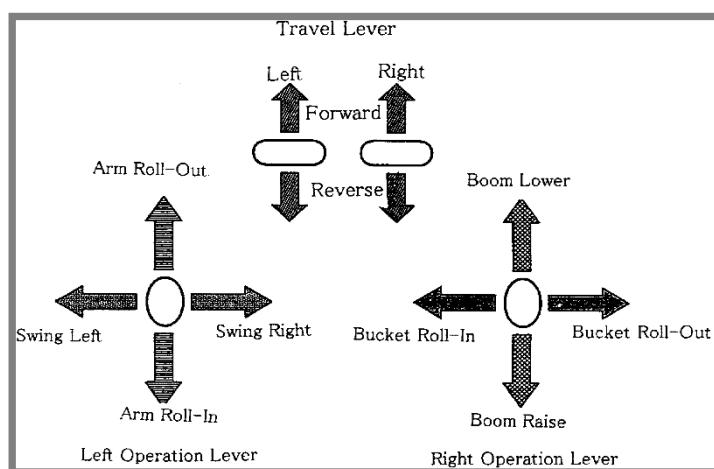
2.2 Miniexkavátory

Miniexkavátory (minirypadla) dle normy nazývané kompaktní pásová lopatová rypadla, jsou stroje, v hmotnostní kategorii strojů od 800 kg do 6 t [29]. Výkon těchto strojů není dán normou, ale pohybuje se od 2,5 kW do 50 kW. Do této kategorie spadají také lopatová rypadla s minimálním poloměrem otáčení. Miniexkavátory jsou velice oblíbené hlavně kvůli malým rozměrům (rozchod podvozku u některých modelů je menší než 1 m a umožňuje práci uvnitř budov) a také pro svou jednoduchou obsluhu a údržbu. Kompaktní rypadla mohou být transportována na návěsu za autem nebo na přepravníku. Tyto stroje jsou rozšířené v půjčovnách pracovních strojů. Prodeje těchto strojů každým rokem stoupají [19].

2.2.1 Ovládání kompaktních rypadel

Pro řízení pojezdu se pro pásové stroje využívá dvojice pedálů, viz obr. 2. Každý pedál ovládá jednu stranu podvozku, otáčení stroje je prováděno smykem, což umožňuje otáčení stroje na místě. Pro ovládání podkopu a otáčení kabiny se využívá dvojice joysticků. Pro přidavné funkce jako je například bourací kladivo se používají buďto

pedály nebo tlačítka na joysticích. Obecně platí trend redukce počtu pedálů a přesouvání funkcí na joysticky.



Obr. 2 Schéma ovládání rypadel joysticky a pedály [16]

Pozn.: Pro řízení pojezdu kolových rypadel (od 5 t) se používá volant.

Snahou výrobců je zjednodušení práce a postupná automatizace kopání. Moderní stroje mohou být vybaveny funkcemi, jako je udržování směru kopání [11], udržování hloubky kopání [11, 16], pohyb lopaty po předem definované trajektorii [15, 9] apod.

2.3 Hydraulické systémy používané v mobilní hydraulice

2.3

Aplikace hydraulických systému v mobilních aplikacích je velice odlišná od průmyslových aplikací. Průtok a tlak oleje v mobilních hydraulických systémech je nestabilní a změny jsou velice prudké. V mobilních hydraulických systémech je většinou použit jediný hydrogenerátor [5], který disponuje dostatečným výkonem pro všechny spotřebiče. Výkon hydrogenerátoru se volí menší než maximální výkon spotřebičů, protože se nepředpokládá využití všech spotřebičů najednou. Použití pouze jednoho hydrogenerátoru je také ekonomicky výhodné.

2.3.1 Rozváděče s otevřeným středem – neregulační hydrogenerátor

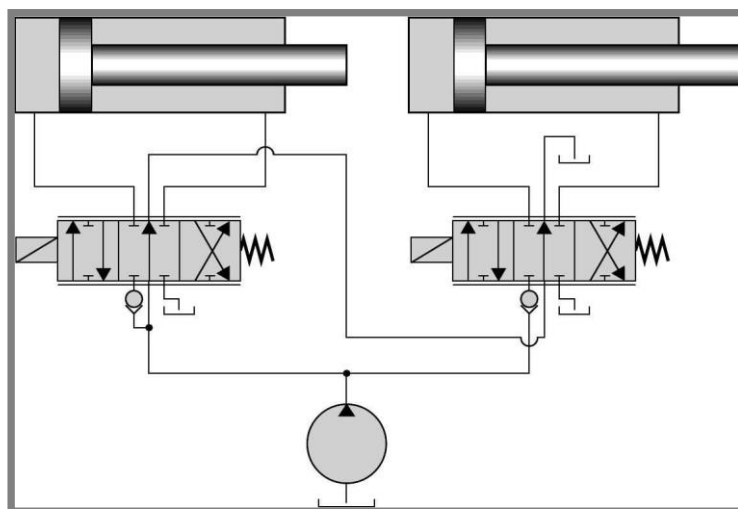
2.3.1

Nejvíce rozšířeným systémem v mobilní hydraulice jsou systémy využívající rozváděče s otevřeným středem (open center) a neregulační hydrogenerátor (hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem) viz obr. 3. Tyto systémy jsou velice jednoduché a robustní. Účinnost tohoto systému je však nízká. Nejnižší účinnosti dosahuje tento systém, pokud se použijí spotřebiče, které nevyžadují velké průtoky, viz obr. 4. Přebytný průtok v této situaci výrazně snižuje účinnost tohoto systému (průtok se musí škrtit a dochází k zahřívání hydraulické kapaliny) [12]. Avšak hlavním problémem tohoto systému je interference jednotlivých spotřebičů při zatížení – pokud je jeden spotřebič výrazně zatížen, což je doprovázeno zvýšením tlaku v dané větvi, potom je ovlivněn průtok na jiných spotřebičích [5], protože průtok rozváděčem není závislý pouze na pozici šoupátka ale také na tlaku v dané větvi, tento jev nepříznivě ovlivňuje ovladatelnost stroje. Na druhou stranu tato závislost na zatížení zajišťuje tlumení systému, a proto tyto systémy nemají tendenci k oscilaci. Tlumení

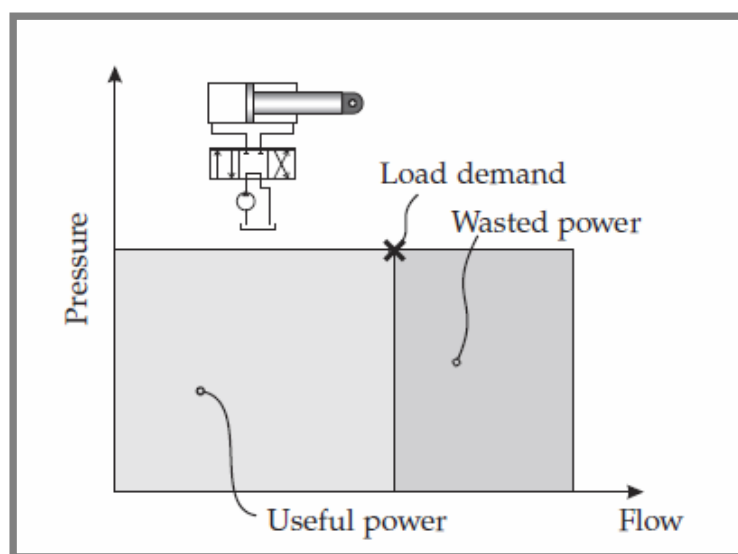
na rozváděči je zajištěno poklesem průtoku, pokud dojde k náhlému navýšení tlaku a naopak.

Další výhodou rozváděčů s otevřeným středem je, že z důvodu stálého proudění kapaliny v oběhu se kapalina zahřívá a umožňuje strojům pracovat v nízkých teplotách, bez nutnosti předehřevu kapaliny [23].

Pozn. Tento systém se také nazývá systémem s konstantním průtokem.



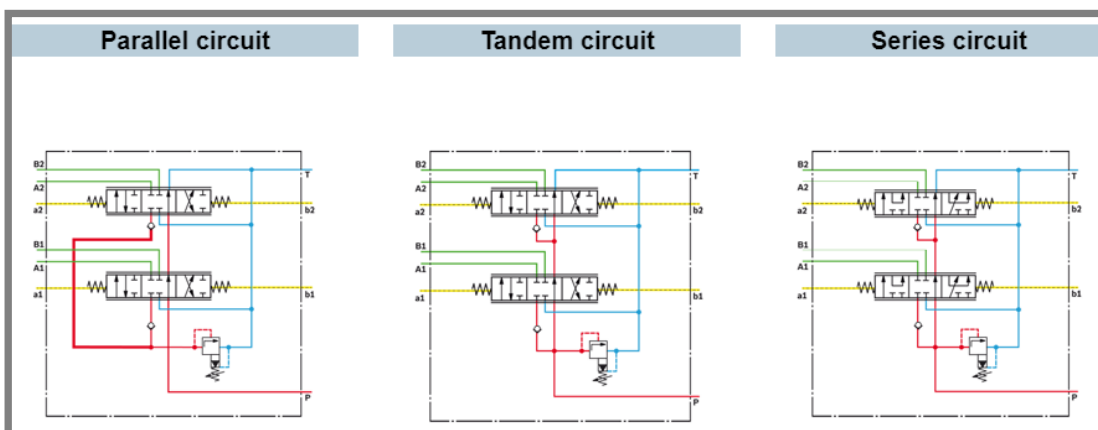
Obr. 3 Systém s konstantním průtokem [5]



Obr. 4 p - q charakteristika systému s konstantním průtokem [13]

Rozváděče s otevřeným středem mohou být zapojené do několika konfigurací, viz obrázek níže. Pokud jsou rozváděče zapojeny v tandemové konfiguraci tak rozváděč, který je jako první za hydrogenerátorem odebírá maximální průtok a každý následující rozváděč má pouze zbytkový průtok předešlých rozváděčů. Nevýhodou je, že se mohou stát některé funkce neovladatelné, pokud předchozí spotřebiče spotřebují všechny dostupný výkon. Tento způsob zapojení se používá pro nastavení priorit funkcí. Pokud je tento jev nežádáný je potřeba použít paralelní konfiguraci. V této konfiguraci je průtok rovnoměrně rozdělen do všech sekcí, nezávisle na tlaku od zátěže. Dalším způsobem je zapojení do série. V tomto případě se kapalina místo

vrácení do nádrže může znovu využít v dalším spotřebiči. Nevýhodou je, že v tomto systému se tlak hydraulické kapaliny sčítá. Například pokud oba spotřebiče potřebují 20 MPa, hydrogenerátor musí zvýšit tlak v hydraulickém okruhu na 40 MPa.



Obr. 5 Možnosti zapojení [8]

2.3.2 Rozváděče s otevřeným středem – regulační hydrogenerátor

2.3.2

Pro zvýšení účinnosti open center systému a zachování původní schopnosti tlumení byly vyvinuty systémy s využitím regulačního hydrogenerátoru, tj. hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem. Jedním z řešení je udržovat v otevřeném středu konstantní průtok, právě pomocí regulačního hydrogenerátoru. Jednou z nevýhod oproti load sensing systémům (kap. 2.3.3) jsou ztráty v neutrálu [5]. Dalším řešením je regulace hydrogenerátoru podle požadavku operátora nebo podle aktuálního průtoku v otevřeném středu [5]. Regulační hydrogenerátor může také sloužit jako omezení výkonu nebo točivého momentu.

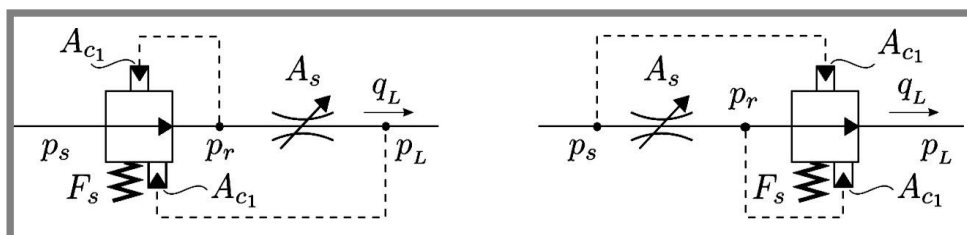
2.3.3 Load sensing systémy

2.3.3

Nejčastějším řešením, jak se zbavit závislosti průtoku systému na vnějším zatížení je použití škrťacích ventilů se stabilizací. Takový systém je potom přesnější na ovládání. Tyto systémy jsou velice vhodné právě pro rypadla, „harvestory“, hydraulické ruky a v aplikacích kde je vyžadován konstantní průtok hydromotoru. Škrťací ventily se stabilizací jsou základním prvkem load sensing systémů.

- Tradiční škrťací ventily se stabilizací

Nejrozšířenějším řešením je umístění stabilizátoru (redukční ventil, nazývaný také tlakovou váhou) před škrťací ventil (A_s). Redukovaný tlak (p_r) působí proti předepjaté pružině (F_s) a tlaku od zátěže (p_L). Na základě nastavení předpětí pružiny se potom určuje tlakový spád na ventilu, což zajišťuje nezávislost průtoku na zatížení. Druhou možností je zapojit tlakovou váhu za škrťací ventil. V tomto případě působí tlak hydrogenerátoru (p_s) proti redukovanému tlaku (p_r) a předepjaté pružině (F_s).



Obr. 6 Zapojení tlakové váhy (redukční ventil) před a za škrťací ventil [5]

Průtok škrtícím ventilem se stabilizací můžeme určit dle rovnice:

Pro tlakovou váhu umístěnou před škrtící ventil:

$$q_L = C_q A_s \sqrt{(p_r - p_l) \frac{2}{\rho}} = C_q A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{F_s}{A_{c1}} \right)} \quad (1)$$

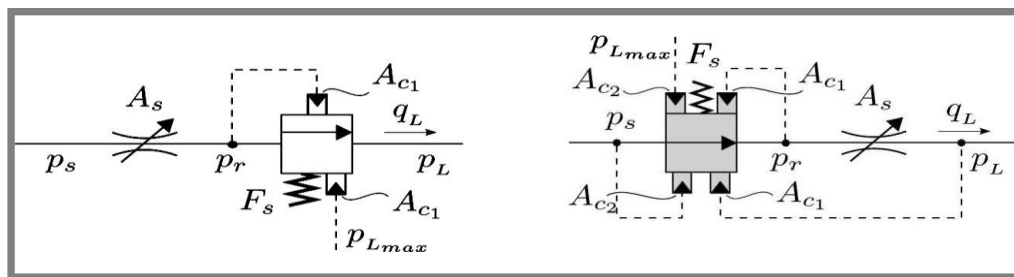
Pro tlakovou váhu umístěnou za škrtící ventil:

$$q_L = C_q A_s \sqrt{(p_l - p_r) \frac{2}{\rho}} = C_q A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{F_s}{A_{c1}} \right)} \quad (2)$$

- Flow sharing škrtící ventily se stabilizací

Pokud budeme uvažovat maximální tlak (od zátěže) v systému jako tlak regulační pro tlakovou váhu bude se jednat o tzv. škrtící ventily se stabilizací s funkcí přerozdělování průtoku. Výhodou oproti tradičnímu škrtícímu ventilu se stabilizací je stejná priorita pro všechny spotřebiče. Pokud bude využíváno více spotřebičů, dojde k jejich zpomalení, ale na druhou stranu nemůže dojít k tomu, aby jeden spotřebič odebral všechny výkon a zbytek zůstalo stát.

Na obr. 7 jsou 2 provedení, vlevo tradiční s předepjatou pružinou, vpravo hydraulický ovládána (p_{Lmax} v tomto případě odpovídá max. tlaku od zátěže). Tento princip je využit například u LUDV systému, viz kap. 2.3.4.



Obr. 7 Flow sharing škrtící ventily se stabilizací [5]

Průtok takovým ventilem lze určit dle rovnice:

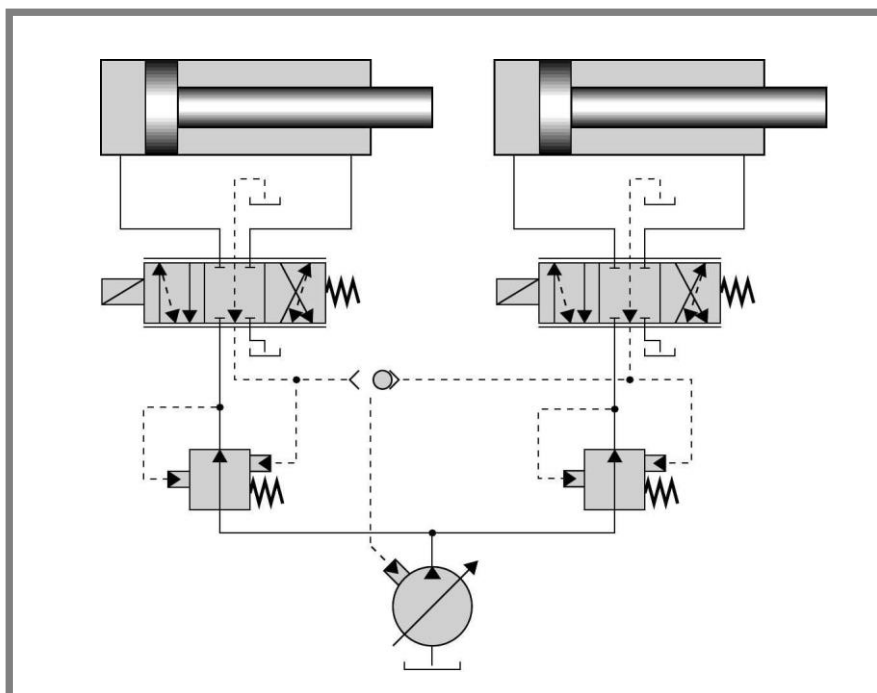
Pro škrtící ventil se stabilizací a funkcí přerozdělování průtoku:

$$q_L = C_q A_s \sqrt{(p_s - p_r) \frac{2}{\rho}} = C_q A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (\Delta p_p \frac{F_s}{A_{c1}})} \quad (3)$$

kde:

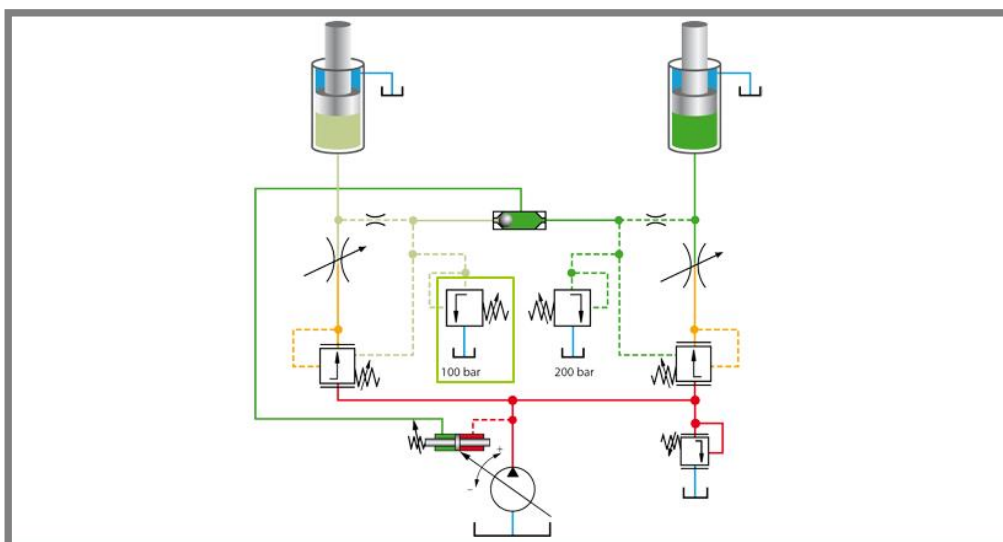
$$\Delta p_p = p_s - p_{Lmax} \quad (4)$$

V současnosti jsou systémy load sensing (dále LS) považovány za nejvíce energeticky účinné. Principem tohoto systému je regulace tlaku tak aby vždy byl o 2-3 MPa (tlak potřebný k překonání ztrát v hadicích a ventilech) vyšší než maximální požadovaný tlak. Rozváděče pracující v LS systémech jsou vybaveny škrtícím ventilem se stabilizací, který kontroluje tlak mezi LS (značeno čárkovanou čarou) a P větvi, viz obr. 8.



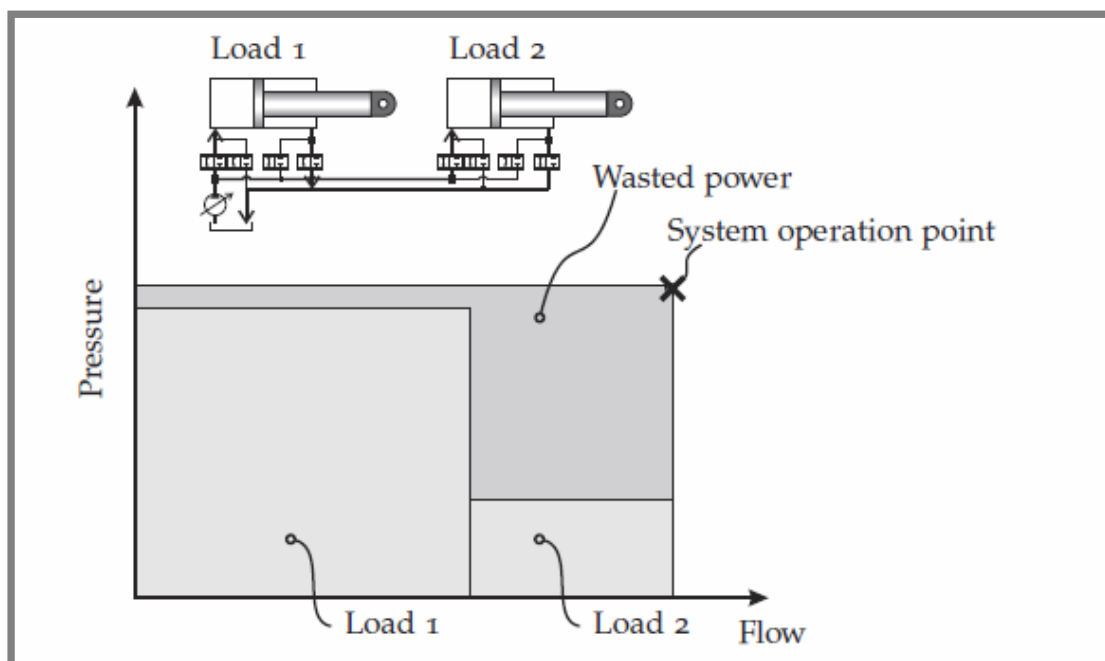
Obr. 8 Schéma zapojení pro LS systém [5]

U LS systému prakticky nedochází k interferenci ani k závislosti na zatížení jako je tomu u open center systémů, proto tyto systémy zaručují velice dobrou kontrolovatelnost [5]. U LS systémů můžeme jednoduše nastavit maximální tlak pro každý spotřebič individuálně pomocí pojistného ventilu, viz obrázek níže.



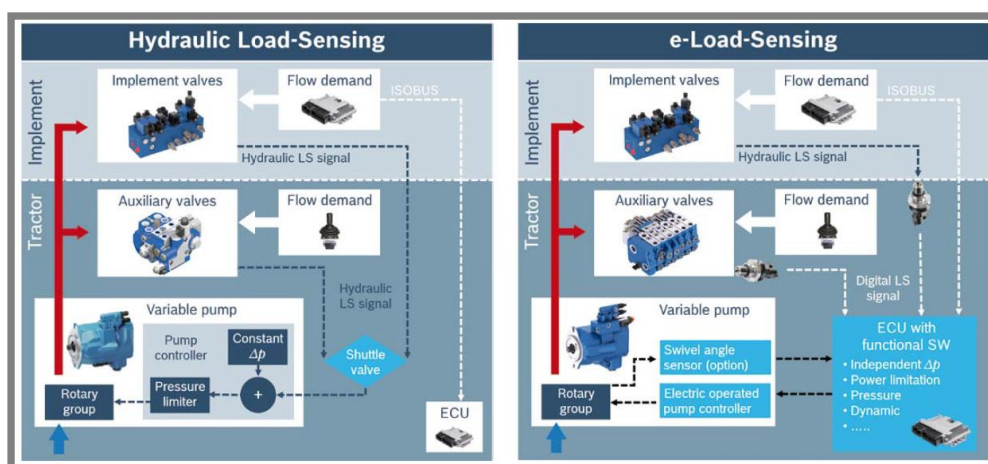
Obr. 9 Individuální nastavení maximálních tlaků [8]

Nevýhodou tohoto systému je, pokud rozdílné spotřebiče potřebují různé pracovní tlaky, potom tlak pro spotřebič vyžadující nižší tlak musí být redukován, protože v systému je udržován tlak nejvyšší potřebný, viz obr. 10. LS systém také selhává, pokud dojde ke stavu, kdy spotřebiče potřebují průtok větší, než je maximální kapacita hydrogenerátoru, poté dochází k zastavení spotřebiče, který vyžaduje nejvyšší tlak (chování stejné jako u open center systémů), protože kapalina bude proudit cestou nejmenšího odporu. Další nevýhodou LS systémů je sklon k oscilacím [5].



Obr. 10 p-q charakteristika LS systému [13]

V současné době je novinkou na trhu použití E-LS (Electronic LS) systémů. Tyto systémy nahrazují škrtící ventily se stabilizací snímači tlaku. Tento systém umožňuje zvýšit flexibilitu, účinnost a také tento systém vyžaduje menší zástavbový prostor [26].



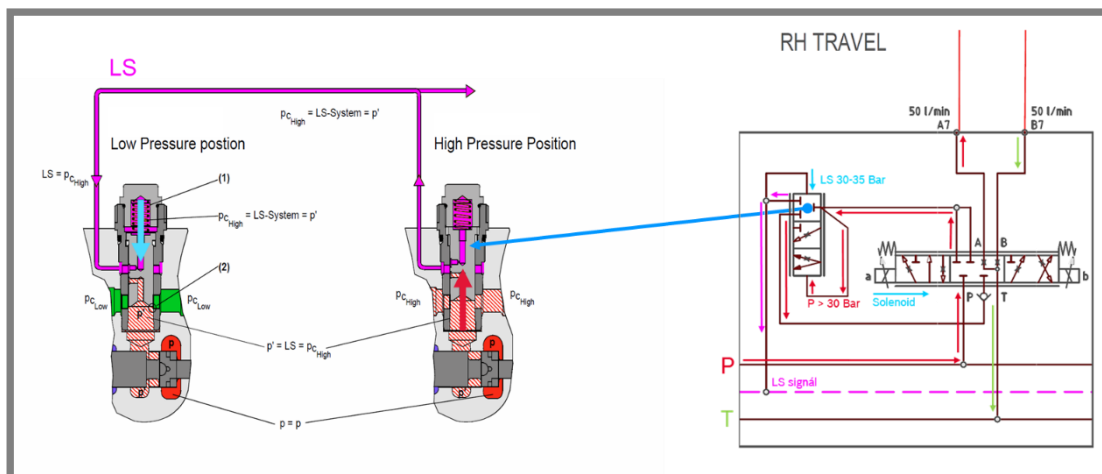
Obr. 11 Srovnání hydraulického LS a elektrického LS systému [26]

2.3.4 Rexroth LUDV systém přerozdělování průtoku nezávisle na zatížení

LUDV (Lastdruck-Unabhängige-Durchfluss-Verteilung) systém je založen na LS systému, který je doplněn o škrtící ventily se stabilizací s funkcí přerozdělování průtoku na každém rozváděči. LUDV systém odstraňuje nedostatky LS systému, především ve stavu, kdy spotřebiče potřebují vyšší průtok, než je maximální dostupný průtok stroje.

Funkci LUDV systému znázorňuje obrázek níže, kde vpravo vidíme schématickou značku LUDV rozváděče. V levé části je znázorněná komunikace dvou rozváděčů. Rozváděč s vyšším zatížením má posunutý škrtící ventily se stabilizací s funkcí přerozdělování průtoku do horní polohy. V této poloze je propojen tlak zátěže do LS

kanálu (na obrázku znázorněno fialovou barvou). U méně zatížených rozváděčů dochází naopak k posunu škrtkového ventilu se stabilizací směrem dolů, při tom dochází k přiškrcení výstupu z rozváděče a vyrovnání tlaků $p' = LS = p_{c\ High}$. Přiškrcením méně zatíženého rozváděče dojde k zabránění situace, ve které by hydraulická kapalina proudila pouze méně zatíženým rozváděčem.



Obr. 12 Komunikace mezi více rozváděči [8]

LUDV systém zaručuje dobrou ovladatelnost stroje, umožňuje volbu hydrogenerátoru s menším zdvihovým objemem (snížení potřebného krouticího momentu motoru pro dosažení požadovaného hydraulického tlaku). Nevýhodou je jako u všech LS systémů sklon k oscilacím, především z důvodu využití škrtkových ventilů se stabilizací a hydrogenerátorů s proměnným geometrickým objemem.

2.4 Vyvíjené hydraulické systémy

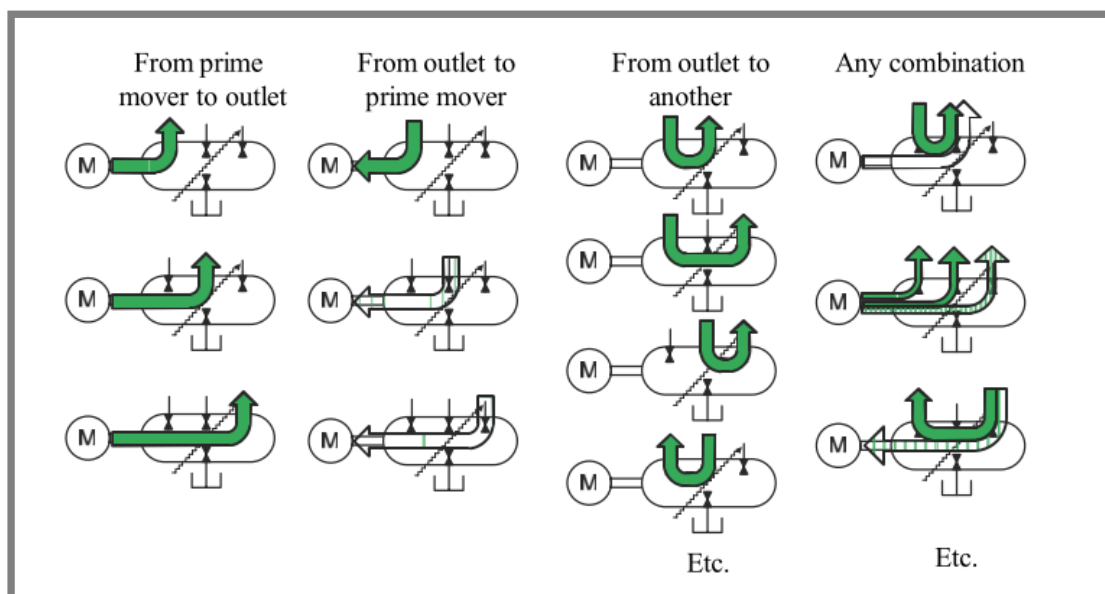
2.4

V současnosti se mnoho laboratoří a univerzit snaží vyvinout nové hydraulické systémy. Některé systémy jsou perspektivní a mohou pozitivně ovlivnit účinnost hydraulických systémů.

2.4.1 Digital Hydraulic Power Management System (DHPMS)

2.4.1

Jedním z perspektivních řešení pro zvýšení účinnosti je použití takzvaného Digital Hydraulic Power Management Systému. Tento systém vychází z konceptu systému s konstantním tlakem. Podstatným rozdílem je však možnost ovládání každého portu samostatně, a tak docílit maximální možné účinnosti. Základní schopností tohoto systému je také rekuperace energie. Tento systém je vhodný pro větší stroje, u kterých se vyplatí rekuperace například při brzdění otočného svršku, nebo při spouštění výložníku. Tento systém není vhodný pro menší stroje hlavně kvůli použití mnoha ventilů a jiných prvků (hlavně hydraulických akumulátorů), které vyžadují určitý zástavbový prostor [21].



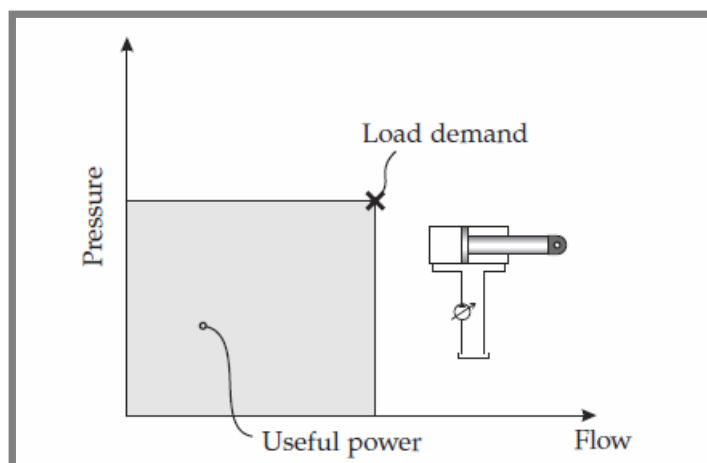
Obr. 13 DHMPS systém a možnosti proudění kapaliny [21]

2.4.2 Speciální rozváděče

Další možnosti zvýšení efektivity je řízení průtoků a tlaků v jednotlivých portech rozváděče, touto problematikou se zabývá práce [14]. Princip řízení jednotlivých portů spočívá v rozdělení šoupátka na jednotlivé segmenty, což dovoluje kontrolovat průtok každým portem samostatně. Takový systém je velice flexibilní.

2.4.3 Bezventilové systémy

Bezventilové systémy jsou jedny z nejvíce atraktivních témat pro vědce v oblasti mobilních hydraulických systémů [5]. Jedním z konceptů je například využití více regulačních hydrogenerátorů (pro každý spotřebič jeden hydrogenerátor). Regulace těchto hydrogenerátorů plně nahrazuje ventily, navíc jednotlivé hydrogenerátory jsou schopné mezi sebou převádět výkon, pokud je potřeba vyšší výkon na některém ze spotřebičů. Tímto systémem se zabývá práce [17], podle výsledků je tento systém schopný ušetřit až 40 % paliva oproti LS systémům. Nevýhodou tohoto systému je cena hydrogenerátoru a absence širšího nasazení u výrobců strojů a hydraulických komponent. Další nevýhodou systému je nutnost větších zdvihových objemů hydrogenerátoru kvůli vysokým průtokům například při nebrzděném spouštění výložníku.

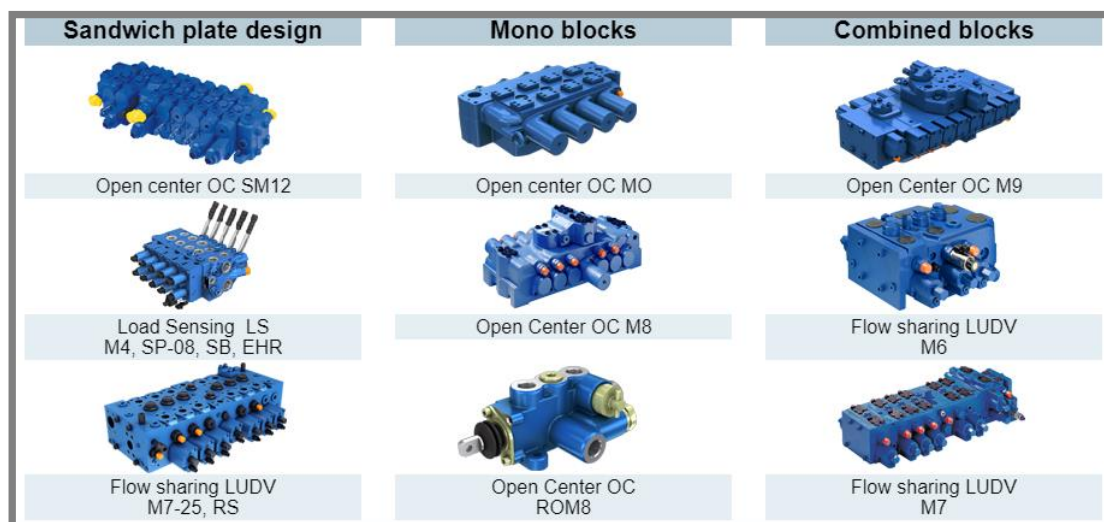


Obr. 14 p-q charakteristika bezventilového systému [13]

2.5 Hydraulické bloky pro mobilní hydrauliku

2.5

Nejdůležitějším prvkem každého konvenčního hydraulického systému je hydraulický blok, ten jako funkční celek, zajišťuje přerozdělení dostupného hydraulického výkonu stroje dle požadavku operátora. Hydraulické bloky ve stavebních strojích se skládají z jednotlivých sekcí a každá ovládá jeden nebo více hydromotorů (přímočaré nebo rotační hydromotory). Hydraulické bloky jsou vyráběny v několika variantách. Pokud chceme hydraulický blok sestavit dle speciálních požadavků, je možné jej nakonfigurovat ze standardně vyráběných sekcí doplněných o vstupní a závěrnou sekci. Jednotlivé sekce jsou poté sešroubovány pomocí svorníků a tvoří tak sekční rozváděč (sandwich plate). Pokud je rozváděč určen pro standardní aplikace můžeme volit z mono bloků nebo z kombinovaných bloků (monoblok s přídatnými sekcemi).



Obr. 15 Různé varianty provedení řídicích bloků [8]

2.5.1 Hydraulické rozváděče

2.5.1

Rozváděče můžeme rozdělit podle:

- počtu portů,
- počtu poloh,
- způsobu ovládání,

- typu šoupátka.

Pozn.: V mobilní hydraulice se nejčastěji používají hydraulicky, mechanicky nebo elektricky ovládané rozváděče s lineárně pohybujícím se šoupátkem [8].

Volbou vhodného ovládání rozváděčů, můžeme zvýšit užité vlastnosti systému, proto uvádím podrobněji jednotlivé varianty.

2.5.2 Mechanicky ovládané rozváděče

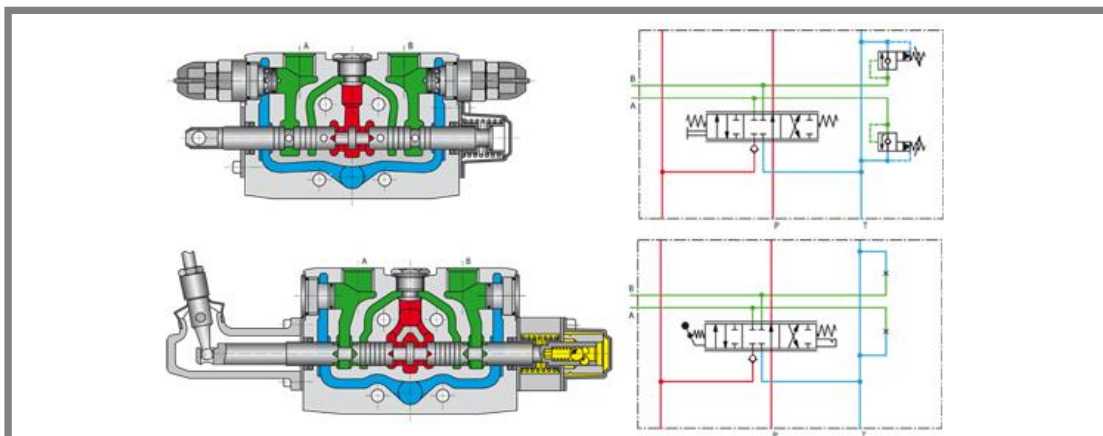
Jedná se o nejjednodušší a nejlevnější variantu ovládání rozváděčů. Nejčastěji se používá ovládání pákou, pedálem, vačkou nebo jiným mechanismem [8]. Návrat do neutrálu zajišťuje nejčastěji vratná pružina, nebo hydraulika.

U mechanického ovládání musí být šoupátko vhodně utěsněné, tak aby se do hydraulického systému nedostávaly nečistoty a vlhkost. Šoupátko je náchylné na mechanické poškození, hlavně z důvodu nevhodného zacházení, nebo nevhodného umístění ovládacího prvku. Nevýhodou je také, že operátor stroje musí vynaložit větší sílu pro ovládání stroje než u jiných variant.

Výhodou mechanicky ovládaných rozváděčů je, že u nich nedochází k rušení, tak jak tomu může být u hydraulicky nebo elektricky ovládaných rozváděčů.

Tento způsob ovládání je na kompaktním rypadle dostupném pro testování použit pro pojezdové sekce a ovládání přídatného zařízení.

Řez a schématická značka mechanicky ovládaného rozváděče, viz obr. 16



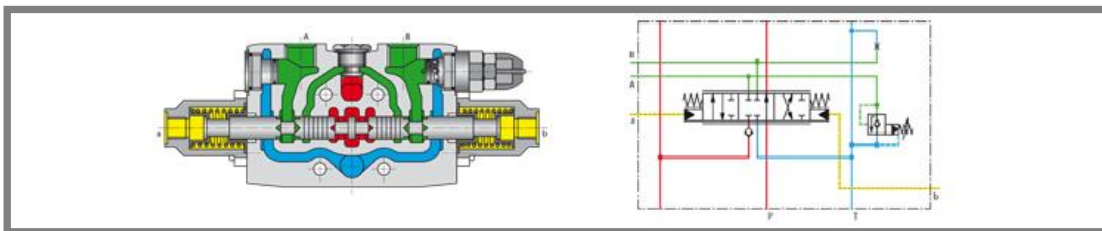
Obr. 16 Rozváděč s mechanickým ovládáním [8]

2.5.3 Hydraulicky ovládané rozváděče

Další možnosti ovládání rozváděčů v mobilní hydraulice je pomocí pilotního tlaku tekutiny. Pilotní tlak je většinou nastaven na 3–5 MPa. Hlavní výhodou oproti mechanicky ovládaným rozváděčům je možnost vyvinout větší sílu na šoupátko bez toho, aby se poškodilo (rovnoměrné rozložení síly). Hydraulicky ovládané rozváděče nejsou náchylné na umístění. Mohou být jednoduše ovládaný na dálku, proto se používají například ve výbušném prostředí nebo v prostředí z možnosti vzniku požáru.

Pro ovládání těchto rozváděčů se nejčastěji používají joysticky nebo pedály.

Řez a schématická značka mechanicky ovládaného rozváděče, viz obr. 17.



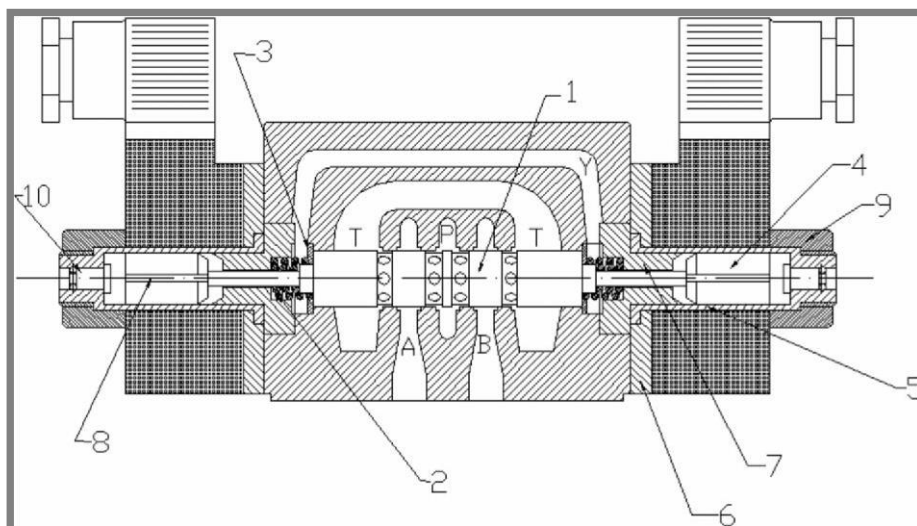
Obr. 17 Rozváděč s hydraulickým ovládáním [8]

2.5.4 Elektricky ovládané rozváděče

2.5.4

V poslední době většina strojů přechází na elektricky ovládané rozváděče. Největší výhodou je možnost jednoduchého ladění řízení pomocí ramp a omezení maximálního proudu solenoidu a jiných modifikací řídicího signálu. Elektrické ovládání také umožňuje jednodušší implementaci automatického kopání a jiných funkcí. Nejčastěji se v mobilní hydraulice používají 12 V DC nebo 24 V DC solenoidy. Nevýhodou je omezení maximální síly, které jsou schopny solenoidy vyvinout pro přímé řízení šoupátka. Další nevýhodou je to, že solenoidem musí téct proud, pokud je šoupátko vychýlené což může vést k nadměrnému zahřívání solenoidů.

Schématický řez proporcionálního rozváděče s elektrickým ovládáním viz obr. 18. Standardní proporcionální rozváděč se skládá z šoupátka (1), vratné pružiny(2), podložky (3), kotvy (4), trubky (5), upínací příruby (6), středícího elementu (7), propustu (8) a zátky s nouzovým ovládáním (9, 10). Kolem trubky se nachází solenoid, který zajišťuje pohyb šoupátka. Pohyb šoupátka je proporcionální k proudu protékajícímu cívkou solenoidu.



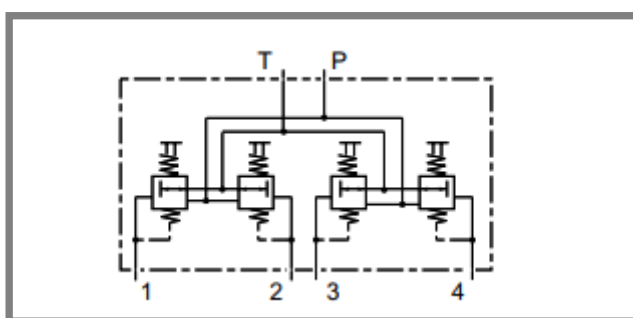
Obr. 18 Schéma proporcionálního rozváděče [2]

2.6 Řídicí prvky

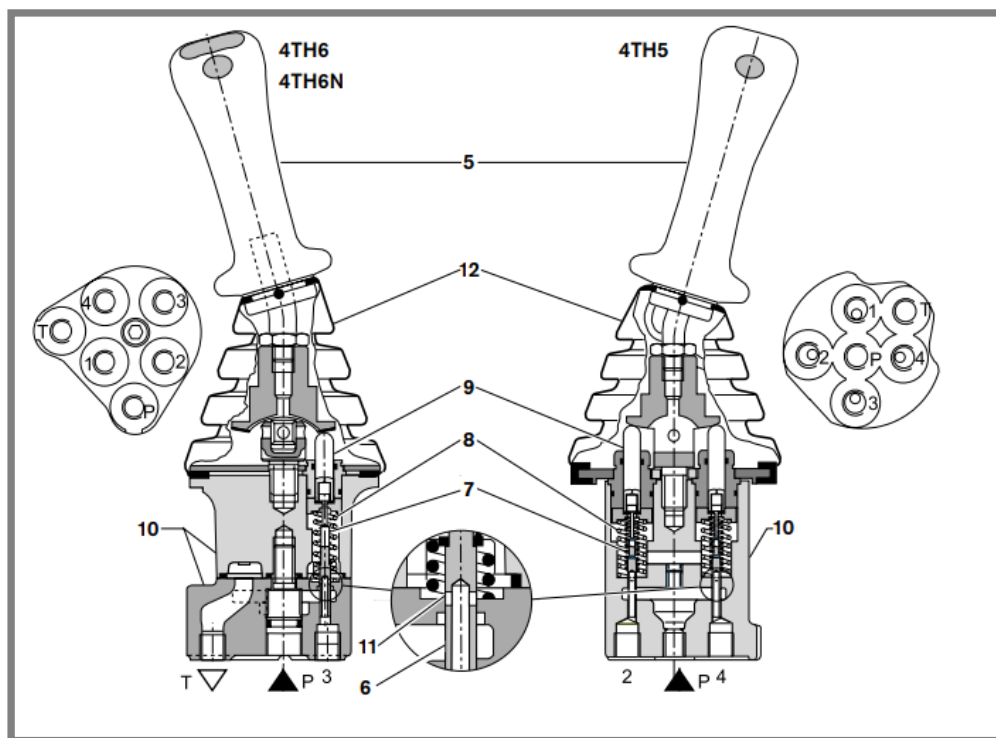
Mezi ovládací komponenty patří zejména pedály, joysticky, páčky a popřípadě tlačítka. Podle způsobu komunikace mezi ovládacím prvkem a rozváděčem je dělíme na hydraulické, mechanické a elektrické. Trendem v této oblasti je postupné nahrazení hydraulických a mechanických prvků elektrickými [6]. Hlavním důvodem pro elektrické prvky řízení je zvýšení efektivity a možnost softwarového ovlivnění parametrů stroje. Nevýhodou elektrických prvků je ztráta „kontaktu“ s hydraulickým systémem a s tím spojeného pocitu kontroly nad strojem. Tento problém může být řešen prvky se zpětnou vazbou („haptic“ prvky) [1].

2.6.1 Hydraulické řídicí prvky

Mezi hydraulické řídicí prvky patří zejména joysticky a pedály. Princip fungování hydraulického řízení je popsán na příkladu hydraulického joysticku.



Obr. 19 Schématická značka hydraulického joysticku [8]



Obr. 20 Hydraulický joystick 4TH6 a 4TH5 [8]

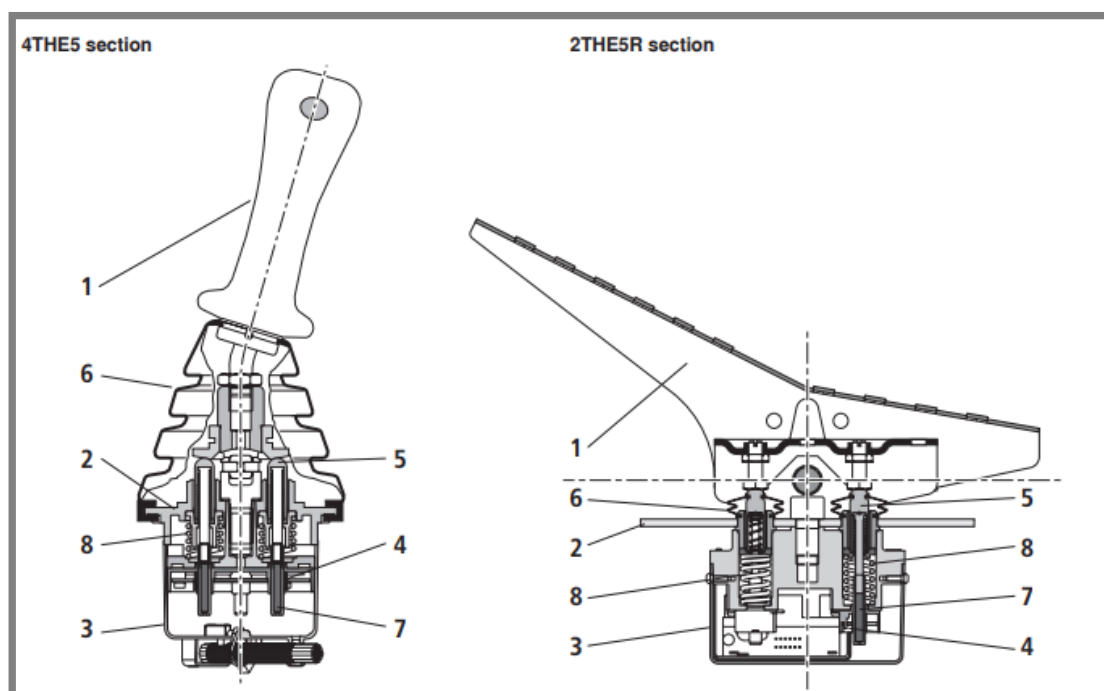
Hydraulický joystick Rexroth z řady TH5/TH6 zobrazen na obr. 20, je do neutrální pozice vrácen pružinami (8). Řídící porty (1-4) jsou propojeny z nádrží (port T) vyvrtaným otvorem (11). Pokud operátor pohne pákou (5), píst (9) zatlačí vratnou pružinu (8) a řídící pružinu (7). Řídící pružina zatlačí šoupátko (6) dolů a začne uzavírat spojení mezi řídícím portem a nádrží. V tom momentu se řídící port začne propojovat s portem P (hydrogenerátor). Pokud dojde k vyrovnání síly potřebných k vychýlení šoupátka hlavního rozváděče, může operátor ovládat daný spotřebič. Tlak, který je přiváděn na šoupátko hlavního rozváděče, je poté proporcionální k vychýlení páky. Na podobném principu fungují také hydraulické páky a pedály.

Pozn.: Tlačítka a potenciometry na joysticku jsou elektrické.

2.6.2 Elektrické řídicí prvky

2.6.2

Mezi elektrické prvky patří joysticky, pedály, tlačítka, potenciometry a jiné. Tyto řídicí prvky jsou napojené na řídicí jednotku, která tyto signály zpracovává a poté vysílá řídicí signály na jednotlivé solenoidy. Elektrické řídicí prvky mohou nejčastěji mít PWM, CAN, nebo napětový signál. Princip fungování joysticku a pedálu je vysvětlen na následujícím obrázku.



Obr. 21 Elektrický joystick 4THE5 a elektrický pedál 2THE5R [8]

Joystick, nebo pedál jsou v kabině upevněny pomocí montážní základny (2). Celá elektronika (senzory, desky plošných spojů) je zakrytována ve spodní části (3). Řídící prvky jsou v neutrálu drženy vratnými pružinami (8). Pokud operátor vychýlí páku (1) nebo pedál (1) z nulové polohy, píst (5) mechanicky propojen s magnetem (7) se pohne ve vertikálním směru. Tato změna polohy je zaznamenána snímačem (4), výstupní hodnota je proporcionální k výchylce joysticku.

2.7 Energetická optimalizace

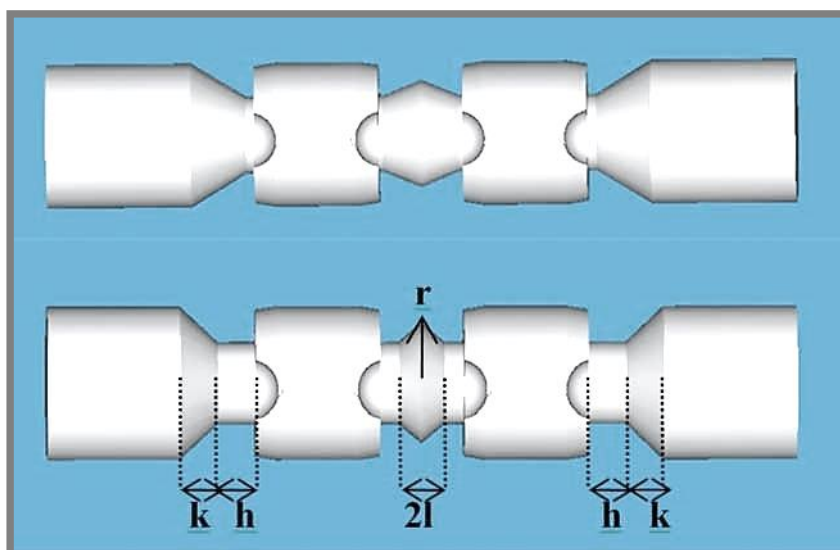
Pro zvýšení energetické účinnosti hydraulického systému se v praxi většinou používají již na trhu dostupné komponenty, pro které je navrženo optimalizované softwarové řešení [13]. Tyto složité systémy postupně nahrazují nejrozšířenější open center systémy. Postupně se také využívá více elektroniky, důkazem toho je představení nového e-LS systémů, který nahrazuje škrtící ventily se stabilizací tlakovými snímači.

Účinnost systému může také ovlivnit geometrie rozváděčů a šoupátka a použití vhodné hydraulické kapaliny.

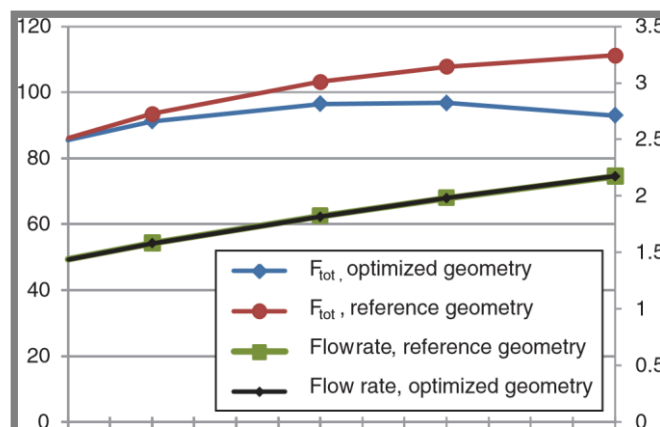
2.7.1 Optimalizace geometrie rozváděčů

Dalším ze způsobů zvýšení energetické účinnosti je volba správné vnitřní geometrie rozváděče a šoupátka. Při řešení těchto problémů se využívá CFD simulací proudění. Těmito simulacemi se zabývají práce [2, 3, 4]. Pro zvýšení energetické účinnosti je vhodné především optimalizovat šoupátko a cesty v rozváděči tak, aby síla potřebná pro přestavení šoupátka byla co nejmenší. Pokud by tato síla byla větší než maximální síla, kterou je schopný vyvinout řídicí člen (solenoid, páčka, síla od tlaku pilotního okruhu), hrozí zaseknutí rozváděče, což může ohrozit bezpečnost stroje.

U proporčních rozváděčů jsou šoupátka vybavena speciálně tvarovanými zápichy. Tyto zápichy zajišťují přesnou regulaci průtoku, proto je nutné upravovat právě tyto geometrie, pokud chceme změnit závislost průtoku na posunutí šoupátka. Pokud chceme optimalizovat sílu potřebnou pro ovládání, je vhodné upravit zbylou geometrii (tzv. kompenzační profily) šoupátka. Optimalizací této geometrie se zabývá například práce [4]. Tyto optimalizace jsou časově velmi náročné. Na základě optimalizace se průměrná síla potřebná pro přestavení zmenšila o 16,5 %, což u devíti sekčních rozváděčů používaných u rypadel může znamenat slušnou úsporu energie spotřebovanou řídicími prvky.



Obr. 22 Tvar šoupátka, po a před optimalizací kompenzačních profilů [4]



Graf 1 Výkonové charakteristiky před a po optimalizaci kompenzačních profilů [4]

2.7.2 Analýza sil působících na šoupátko

2.7.2

Před tvorbou matematického modelu rozváděče, je potřeba provést analýzu sil působících na šoupátko. Tyto síly ovlivňují dynamiku rozváděče.

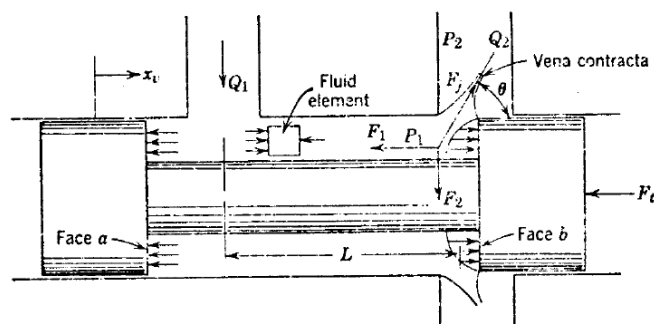
Síly působící na šoupátko můžeme rozdělit podle směru působení na radiální a axiální. Mezi axiální síly můžeme zařadit:

- Zatížení F_m od hmotnosti šoupátka,
- F_x odvozené z tuhosti materiálů,
- F_j způsobené dynamickými účinky proudící kapaliny,
- F_w jejichž zdrojem jsou průtočné odpory,
- F_c od ovládacího členu.

Nejvýznamnější síly jsou síly hydrodynamické (F_j). Tyto síly jsou způsobeny změnou rychlosti na škrtkových hranách. Zmenšením průřezu dochází k nárůstu rychlosti kapaliny za současného snížení tlaku. Kvůli rozdílným tlakům působí na šoupátko síla, která se snaží rozváděč uzavřít. Velikost této síly můžeme ovlivnit geometrií šoupátka.

The following symbols are defined:

- Q_2 = volumetric flow rate through orifice, in.³/sec
 V = volume of fluid being accelerated, in.³
 $A_0 = wx_e$ = orifice area, in.²
 C_c = contraction coefficient, dimensionless
 ρ = mass density of fluid, lb-sec²/in.⁴
 w = area gradient of orifice, in.²/in.
 A_v = area of the valve land, in.²
 θ = jet angle, degrees



Obr. 23 Vznik hydrodynamických sil [23]

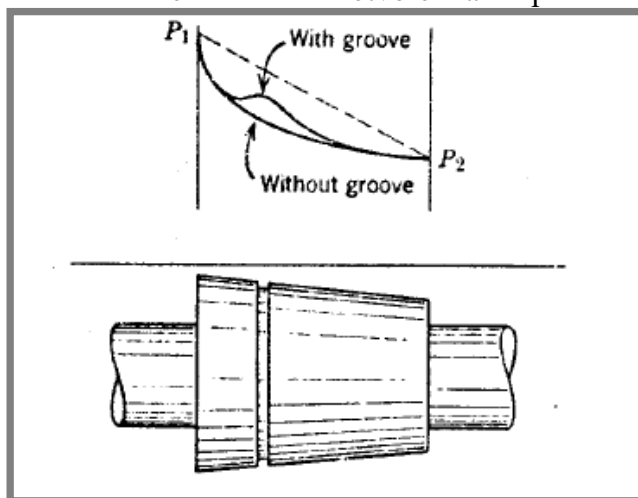
Kde:

$$F_j = \rho V \frac{Q_2^2}{A_2 V} = \frac{\rho Q_2^2}{A_2} = \frac{\rho Q_2^2}{C_c A_0} \quad (5)$$

Axiální složka síly: $F_1 = -F_j \cos \theta \quad (6)$

Radiální složka síly $F_2 = -F_j \sin \theta \quad (7)$

Na šoupátko působí také radiální síly. Tyto síly vznikají jako radiální složka síly, viz rovnice (7), způsobené hydrodynamickým účinkem (F_j). Velikost této síly je závislá na úhlu vtoku θ do cesty rozváděče. Tato síla působí po celém obvodu šoupátka (šoupátko a otvor v tělese mají válcový tvar), a proto se její složky vzájemně vyruší a můžeme jí zanedbat. Další možnosti vzniku radiálních sil jsou průsaky (většinou formou laminárního proudění) rozváděče z důvodu netěsnosti mezi otvorem v tělese rozváděče a šoupátkem. Tyto síly zvyšují odpor šoupátka až do té míry, že může dojít k zaseknutí šoupátka. Příčinou vzniku těchto sil jsou nepřesnosti ve výrobě. Pokud by tělo rozváděče a šoupátko byly ideálně válcovité a souosé tyto síly by nevznikaly. U reálných rozváděčů však je toto nedosažitelné, a mezi pouzdrem a šoupátkem vzniká klínová mezera, kterou proudí kapalina a z důvodu nesouososti vzniká radiální složka síly. Tyto síly se v praxi eliminují použitím mělkých zápichů. Jeden mělký zápich je schopen snížit tyto síly na 40 % původní hodnoty, pokud použijeme zápichy tři, tyto síly budou tvořit pouze 6 % původní síly. Šířka a hloubka těchto mělkých zápichů by měla být alespoň desetinásobkem vůle mezi otvorem a šoupátkem. [23].



Obr. 24 Porovnání účinků drážek na šoupátko [23]

Problematickou těchto mělkých zápichů se zabývaly také laboratoře tribologie, které experimentovaly s využitím spirálovité trajektorie zápichu. Tento tvar může v některých podmínkách poskytnout lepší rozložení tlaku, než je tomu u jednoduchých mělkých zápichů [24].

2.7.3 Matematické modelování hydraulických systémů

Pro zrychlení návrhu vyvíjených hydraulických systémů, se často využívá matematické modely. Jedním ze softwaru pro tvorbu těchto modelů je MATLAB Simulink. Po sestavení modelu je nutno daný model identifikovat a verifikovat na základě experimentů.





V diplomové práci předpokládám využití následujících prostředí:

- modely hydraulických komponent
- Simscape Multibody
 - model podkopy
- Simscape Mechanical
 - model šoupátka aj.
- Simscape Electronics
 - model solenoidu
- Simulink Design Optimization
 - získání neznámých parametrů mod.

3. ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3

3.1

3.1 Shrnutí poznatků na základě současného stavu poznání

U rypadel existuje mnoho možností provedení hydraulických systémů. Zatím se jako nejúčinnější jeví LS systémy, které jsou obecně dražší oproti systémům využívající rozváděče s otevřeným středem. Vylepšením oproti klasickým LS systémům je LUDV systém, který odstraňuje hlavní nevýhodu LS systému – chování při nedostatečném průtoku hydrogenerátoru. Nevýhodou LS systémů je, že mají sklon k oscilacím.

V laboratořích a na univerzitách jsou intenzivně vyvíjené nové systémy jako například Digital Hydraulic Power Management System, který by mohl v budoucnu nahradit stávající systémy a přispět ke zvýšení účinnosti hydraulických systému.

V oblasti mobilní hydrauliky existuje trend elektrifikace jak ovládacích prvků, tak samotných rozváděčů. Dokonce vznikl nový systém E-LS, který používá tlakové snímače místo tradičního (hydraulického) LS signálu. Tento trend je podmíněn zredukováním cen elektronických komponent. Výhodou elektrického ovládání stroje je především možnost jednoduché parametrizace. U hydraulických rozváděčů se parametrizují náběhová rampa a maximální proud na cívku, tímto můžeme docílit lepších provozních vlastností stroje. U hydraulicky a mechanicky ovládaných rozváděčů tato změna byla možná pouze úpravou geometrie šoupátka nebo jiným nastavením redukčního ventilu pilotního tlaku, což značně prodražuje a prodlužuje vývoj nového rozváděče. U větších rypadel se běžně používají elektricky ovládané rozváděče, které jsou obecně dražší než hydraulicky nebo mechanicky ovládané varianty.

Zajímavou kategorií rypadel jsou kompaktní lopatová rypadla do 2 t, u kterých hlavně z cenového důvodu zůstávají výrobci u hydraulicky a mechanicky ovládaných rozváděčů. Avšak pokles cen elektrických komponent v posledních letech umožňuje použít elektrické ovládání i v tomto segmentu.

Důležité pro návrh hydraulických obvodů se stalo matematické modelování, které značně urychluje návrh a umožňuje predikci chování hydraulických systémů, především složitějšího typu jako například LUDV. Vhodným programem pro tvorbu matematických modelů je MATLAB Simulink. Modely můžeme v prostředí Simulink skládat pomocí diferenciálních rovnic, nebo prvků prostředí Simscape Fluids. Oba postupy modelování jsou vhodné a rozdíly mezi výsledky jsou zanedbatelné. Matematické modely je potřeba následně verifikovat.

Při návrhu rozváděčů se důležitým pomocníkem také staly CFD analýzy proudění, které pomáhají při optimalizaci geometrie kanálů apod.

3.2 Cíle diplomové práce

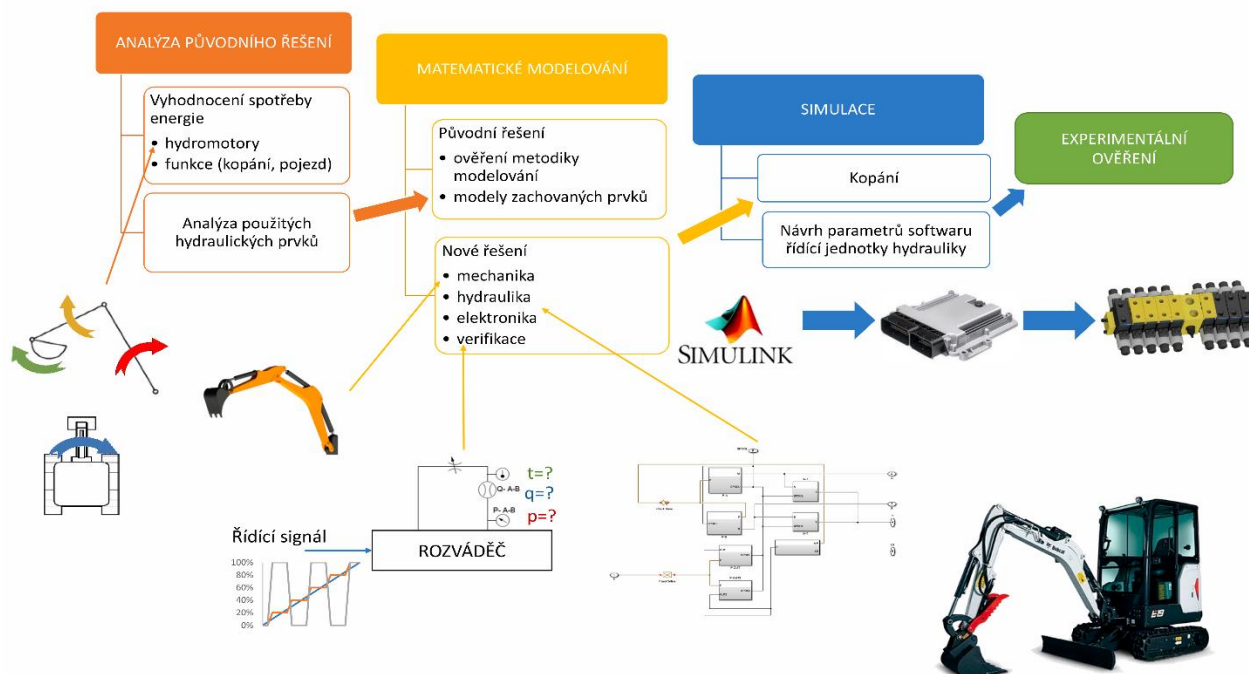
3.2

Cílem diplomové práce je návrh řízení hydraulické části miniexkavátoru pomocí vhodně zvolených parametrů řízení. Pro tento účel slouží zejména simulace hydraulického obvodu včetně elektrického ovládání v prostředí Simulink. Dílčím cílem je také analýza původního řešení hydraulického systému a to hlavně z důvodu určení parametrů stroje. Optimalizací řízení by se mohlo také dosáhnout zlepšení

užitných vlastností stroje. Výsledek optimalizace parametrů řízení bude také experimentálně ověřen.

4. MATERIÁL A METODY

NÁVRH ŘÍZENÍ HYDRAULICKÝCH ROZVÁDĚČŮ



Pro splnění cíle diplomové práce byl zvolen tento postup. Jako první byla provedena analýza stávajícího řešení stroje. Následně byly vytvořeny matematické modely nového hydraulického systému a byly provedeny identifikační měření rozváděče. Tato měření se uskutečnila ve společnosti Bosch Rexroth. Na základě získaných dat byl vytvořen simulační model. Výsledky simulací byly následně srovnány s daty z provedeného experimentu.

4.1 Původní řešení hydraulického systému kompaktního lopatového rypadla Bobcat E19

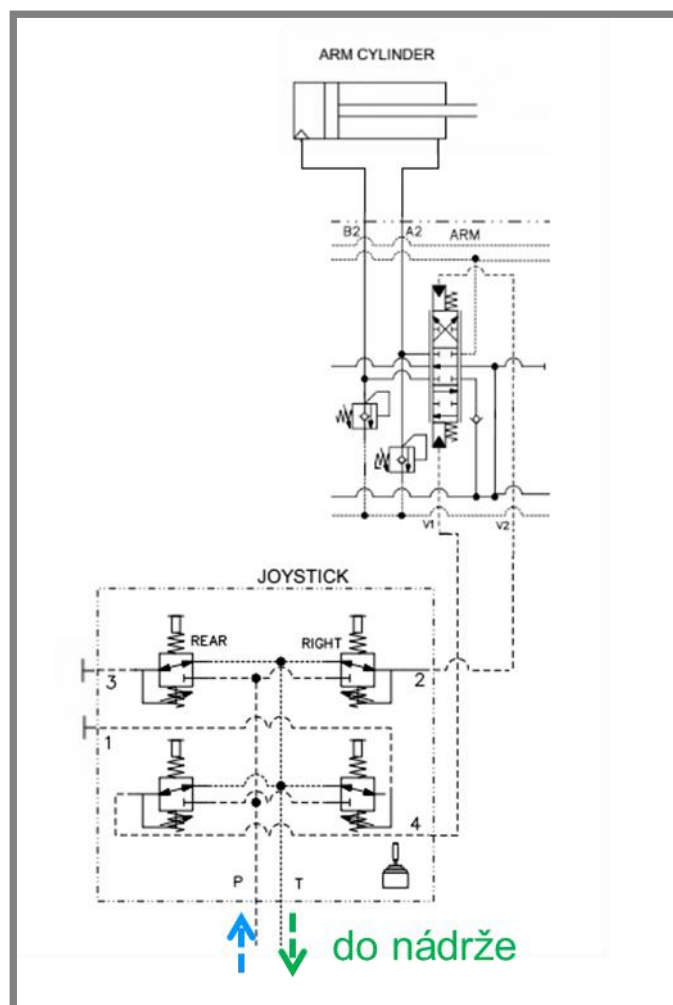
4.1

Původní stroj byl vybaven vznětovým motorem Kubota / D722-E2B-BCZ-7 o výkonu 9,9 kW a využívá hydraulický systém s rozváděči s otevřeným středem a dvojitým axiálním pístovým hydrogenerátorem s proměnným geometrickým objemem. Tento hydrogenerátor je vybaven omezovačem maximálního točivého momentu, který v případě překročení maximálního točivého momentu sníží geometrický objem hydrogenerátoru, aby došlo ke snížení potřebného točivého momentu vznětového motoru. Na tomto hydrogenerátoru je tandemově zapojen zubový hydrogenerátor. Geometrický objem axiálního pístového hydrogenerátoru je $V_{g1,2} = 2 \times 6 \text{ cm}^3$, zubový hydrogenerátor má geometrický objem $V_{g3} = 4,5 \text{ cm}^3$ (geometrický objem je vztažen na otáčku). Pro ovládání pojezdů, radlice, přídatného zařízení a otáčení výložníku jsou použity mechanicky ovládané rozváděče, viz obr. 27. Zbývající funkce využívají hydraulicky ovládané rozváděče. Rozváděče pro přímočaré hydromotory jsou vybaveny přepouštěcími ventily, které jsou nastaveny pro každý hydromotor jinak a některé jsou nastaveny jinak i pro každý směr [7].



Jeden ze vstupů (1 z) do rozvadeče je kombinován ze dvou výstupů (z a +).





Obr. 29 Ukázka zapojení hydraulického joysticku ovládání násady [7]

Na obrázku výše je uveden příklad zapojení hydraulického joysticku v kompaktním rypadle. Do joysticku je přiveden redukovaný tlak, jehož zdroj je zobrazen na obr. 27. Při pohnutí joystickem dojde k propojení redukovaného tlaku s hydraulickým ovládáním rozváděče, současně se druhá strana ovládání rozváděče propojí s nádrží.

4.1.2 Měření na původním řešení

4.1.2

Pro měření na původní variantě stroje byly zapojeny snímače průtoku, tlaku a teploty hydraulického oleje. Tyto snímače byly zapojeny mezi výstupy z čerpadel a vstupní sekci rozváděče. Navíc byly vyhodnocovány aktuální otáčky spalovacího motoru pomocí údajů z řídicí jednotky stroje (OBD). Důležité informace pro vyhodnocení jsou zejména hydraulické výkony pro jednotlivé spotřebiče a také pro komplexnější úlohy – kopání a pojezd.



Obr. 30 Měření původního řešení stroje

Použité snímače:

- 2x průtokoměr turbinového typu HySense® QT110 s rozsahem 4–75 l/min
- 3x snímač tlaku HySense® PR 400 s rozsahem 0–60 MPa
- 1x teploměr HySense® TE 110 s rozsahem -50 až 200 °C

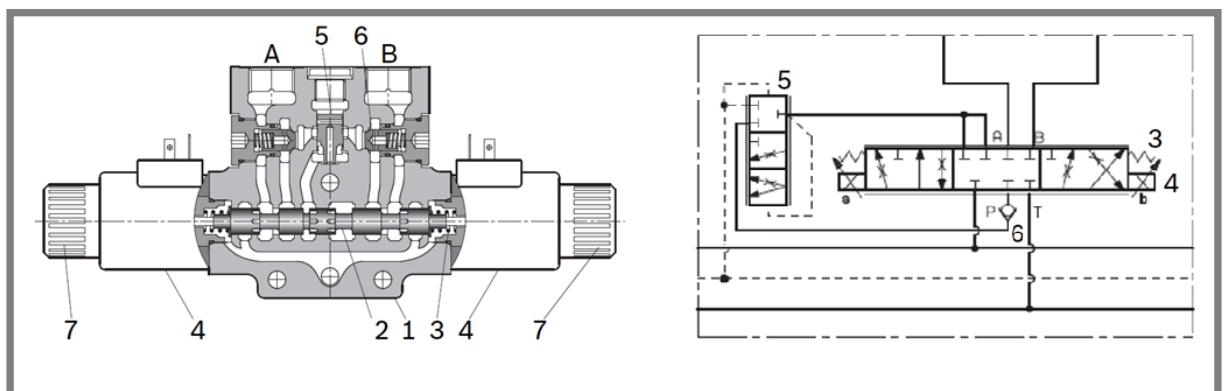
Vyhodnocovací jednotka byla použita MultiSystem 5060 Plus. Všechna měřicí technika je vyráběna společností Hydrotechnik GmbH.

4.2 Nové řešení

Pro novou variantu stroje byl zvolen sekční rozváděč pro LUDV systém, který je vhodným systémem pro použití v kompaktních rypadlech, zejména kvůli vysoké účinnosti a také kvůli odstranění hlavního nedostatku LS systému, viz kapitola 2.3.3.

4.2.1 Elektricky ovládaný rozváděč Rexroth L8581B2S4

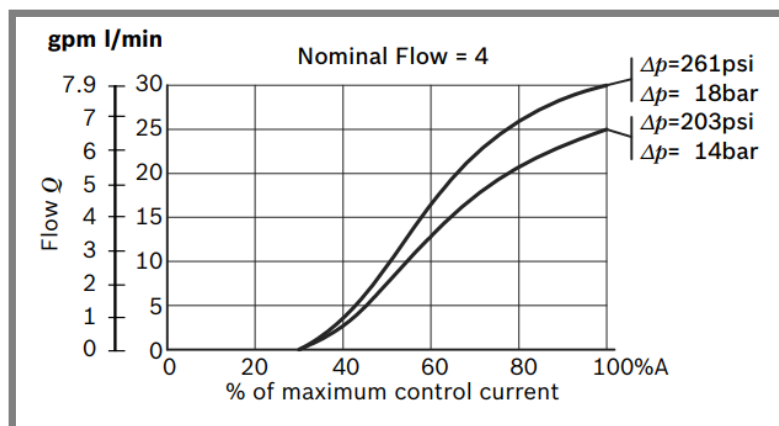
Jedná se o hydraulický rozváděč Rexroth L8581B2S4. Jmenovitá světlost rozváděče $D_n = 6$ mm. Rozváděč je ovládán 12 V DC solenoidy. Rozváděč se skládá z následujících částí: tělesa rozváděče (1), šoupátka (2), vratných pružin (3), solenoidů (4), škrtícího ventilu se stabilizací s funkcí přerozdělování průtoku (5), jednosměrných ventilů (6) a matic solenoidů (7).



Obr. 31 Rozváděč L8581B2S4 včetně schématické značky [8]

Schématická značka rozváděče je uvedena na obr. 31. Základním prvkem je tři polohový 7 portový rozváděč, který je napojen na LUDV škrťací ventil se stabilizací (5). LUDV škrťací ventil se stabilizací je hydraulicky propojen s LS hydraulickým signálem (čárkovaně), takže jednotlivé sekce jsou mezi sebou propojeny a LUDV škrťací ventil se stabilizací tak zajišťuje funkci přerozdělování průtoku (viz 2.3.3).

Závislost hydraulického průtoku na ovládacím proudu solenoidu ukazuje graf 2. Tlakový spád při měření byl udržován na konstantní hodnotě 1,4 MPa a 1,8 MPa.



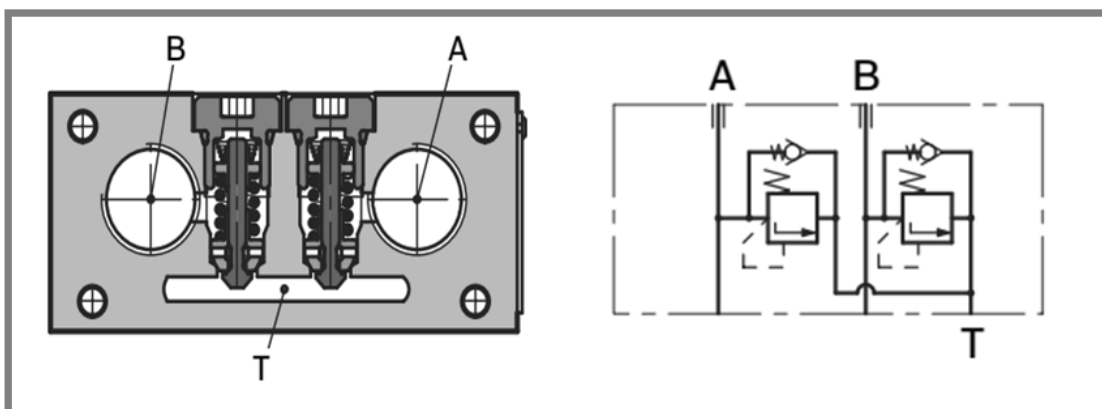
Graf 2 Výkonové charakteristiky rozváděče L8581B2S4 [8]

4.2.2 Sekundární přepouštěcí ventily

4.2.2

Sekundární přepouštěcí ventil L85655001ABRR0000 má také anti kavitační funkci a limituje maximální tlak na spotřebič v této variantě na 13 MPa. Obdobné ventily byly použity také na původní verzi kompaktního rypadla hlavně z důvodu ochrany přímočarých hydromotorů, před nadměrným zatížením.

Pozn.: Každý hydromotor má nastaven jinou hodnotu maximálního tlaku (výložník 18 MPa, násada 20 MPa, lžice 25 MPa).



Obr. 32 Sekundární ventil včetně schématické značky [8]

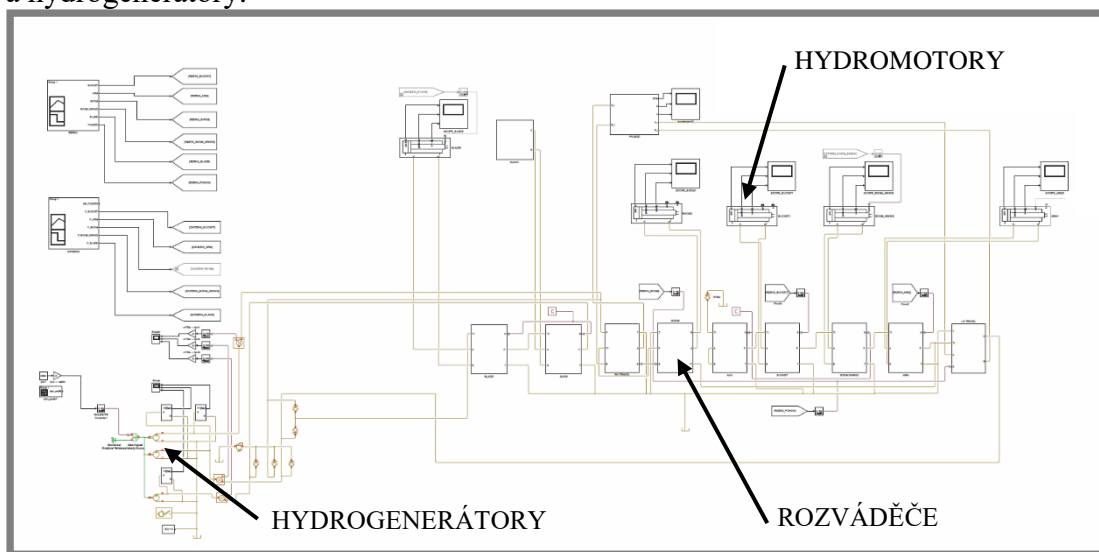
4.3 Matematické modelování

Pro ověření metodiky modelování byl sestaven zjednodušený matematický model původního systému, na kterém byla ověřena metodika určování neznámých parametrů modelů.

Následně byl sestaven model nového řešení, který byl rozšířen o jiné vlivy, které například mohou ovlivňovat dynamiku chování (model šoupátka, ovládacího členu...).

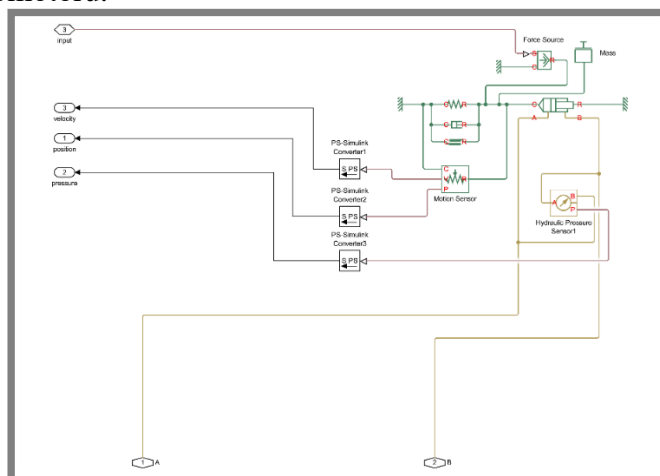
4.3.1 Zjednodušený model původního řešení

Matematický model byl vymodelován podle hydraulického schématu poskytnutého společností Bobcat. Důležité prvky jsou zejména rozváděče a přímočaré hydromotory a hydrogenerátory.



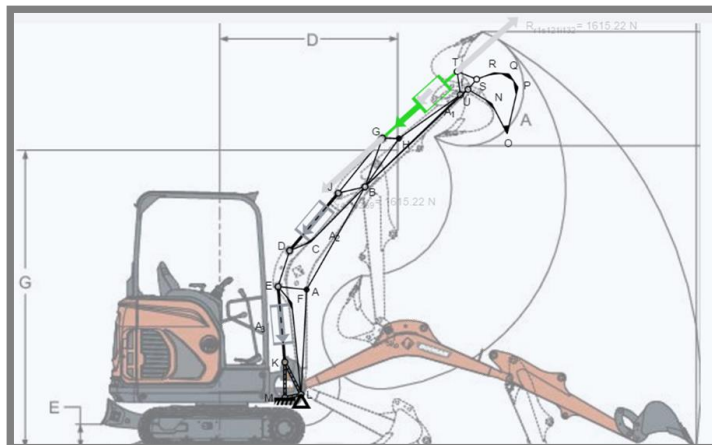
Obr. 33 Zjednodušený model původního řešení s rozváděči s otevřeným středem

Ve zjednodušeném matematickém modelu byly vytvořeny modely přímočarých hydromotorů podkopy dle informací dostupných z hydraulického schématu a z dat poskytnutých společností Bobcat. Pístnice je modelována jako soustava s jedním stupněm volnosti. K hydromotoru je přiveden generátor síly, který simuluje zatížení od hmotnosti podkopy v dané poloze. Zkoumané veličiny jsou rychlost, pozice a také tlak uvnitř hydromotoru.



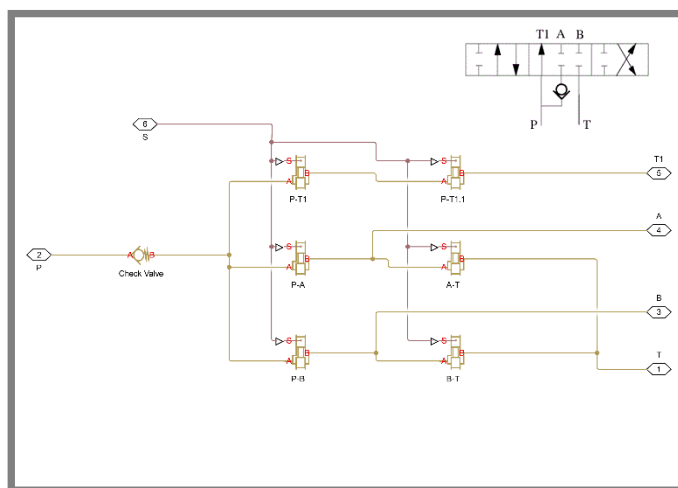
Obr. 34 Model hydromotoru

Pro výpočet průběhu síly působící na hydromotor byl využit jednoduchý kinematický model podkopu, viz obrázek níže. Kinematický model byl vytvořen v softwaru Autodesk Force Effect. Tento jednoduchý model byl nahrazen multibody modelem podkopu v prostředí Simulink.



Obr. 35 Jednoduchý výpočetní model v Autodesk Force Effect

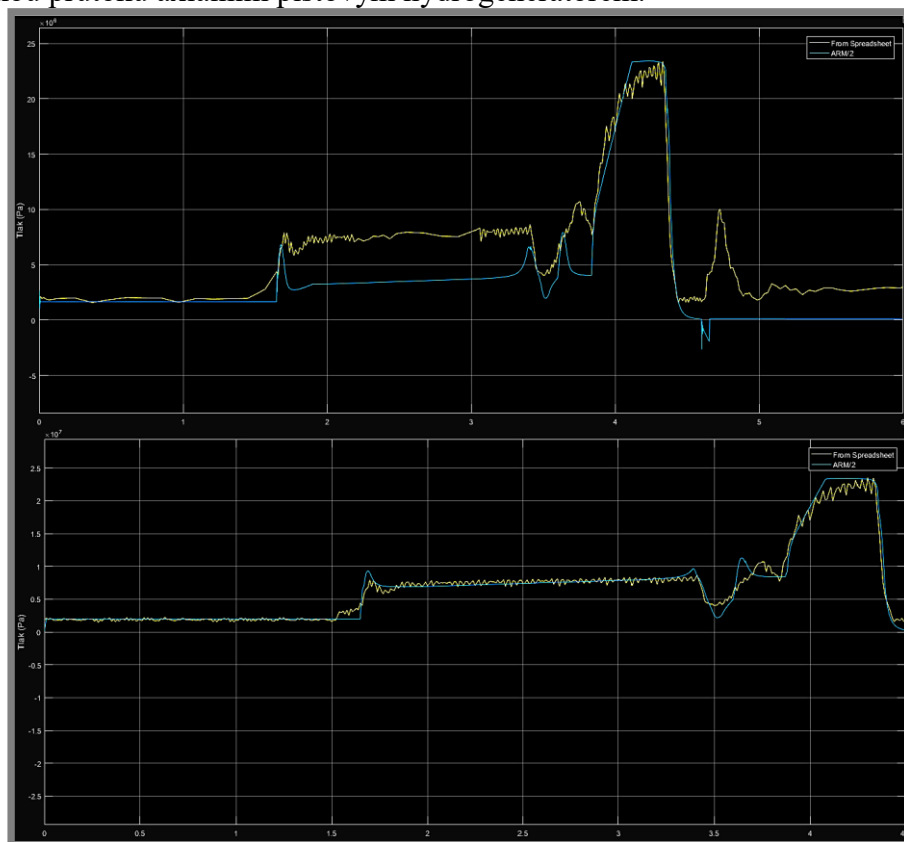
Model hydraulického rozváděče se skládá z jednotlivých cest, podle schematické značky šesticestného třípolohového rozváděče s otevřeným středem. V tomto zjednodušeném modelu je pozice šoupátka přímo dána číselnou hodnotou a není ovlivněná chováním ovládacího členu.



Obr. 36 Model hydraulického rozváděče

K nalezení neznámých parametrů byla použita funkce „Parameter Estimation“ neboli odhad parametrů. Tato funkce umožňuje odhadnout parametry na základě vyhodnocování odchylky mezi naměřenými a simulovanými daty. V prvních iteracích je provedena analýza citlivosti a poté jsou nalezeny parametry v daném rozsahu (důležité pro zamezení vzniku nereálných výsledků). Do modelu byly nahrány data z měření pohybu přímočarého hydromotoru násady (v grafu žlutá barva). Graf níže ukazuje, jak odhadem parametrů můžeme najít vhodné parametry, tak aby simulované průběhy (v grafu modře) odpovídaly naměřeným datům. Můžeme si také povšimnout,

že naměřená data výrazně oscilují. Tyto oscilace jsou nejspíše způsobeny pulzující dodávkou průtoku axiálním pístovým hydrogenerátorem.



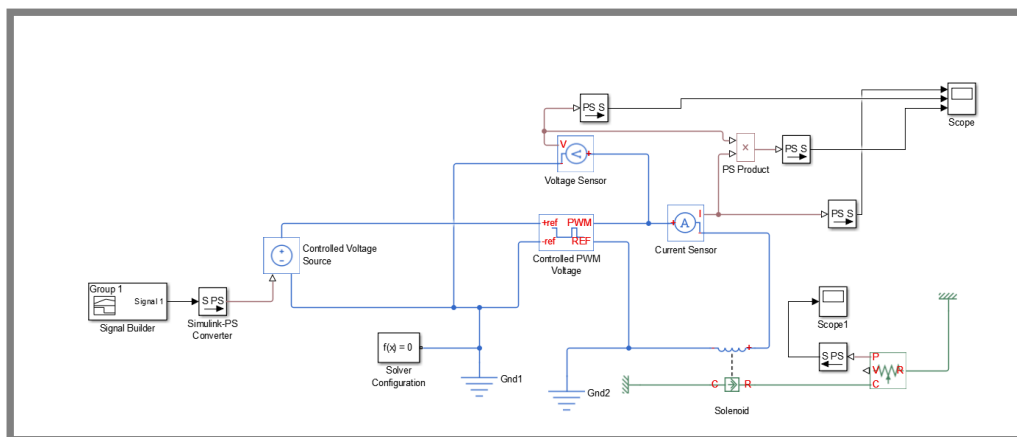
Obr. 37 Ukázka funkce „Parameter Estimation“

4.3.2 Matematický model nového rozváděče

Na základě zjednodušeného modelu původního stroje bylo ověřeno, že identifikace parametrů funkcí „Parameter Estimation“ je vhodné pro použití u řešeného hydraulického systému. Zjednodušený model nezohledňoval například dynamiku šoupátka a ovládacích členů, délky hadic apod. Proto bylo rozhodnuto pro nové řešení hydraulického systému vymodelovat také ovládací prvky a šoupátko. Zatížení přímočarých hydromotorů, pomocí vypočtené síly se těžko odhadovalo, protože je závisle na poloze všech prvků podkopy, proto byl využit multibody model podkopy, který tyto síly odečítá z jednotlivých vazeb na základě polohy pístu přímočarého hydromotoru. Multibody model umožňuje také vizuálně zkoumat pohyb podkopy na videu ze simulací.

4.3.3 Model solenoidu

Pro ovládání elektricky ovládaného rozváděče, byl vymodelován matematický model solenoidu. Na solenoid je přiveden PWM signál s frekvencí 120 Hz s maximálním napětím 12 V DC. Snímané veličiny modelu jsou napětí, proud a pozice solenoidu. Jako vstup do generátoru PWM signálu slouží zdroj napětí. Pro zjednodušení se napětí na tomto zdroji pohybuje od 0 do 1 V (0 až 100 %) a je generováno pomocí funkce návrhu signálu („signal builder“).

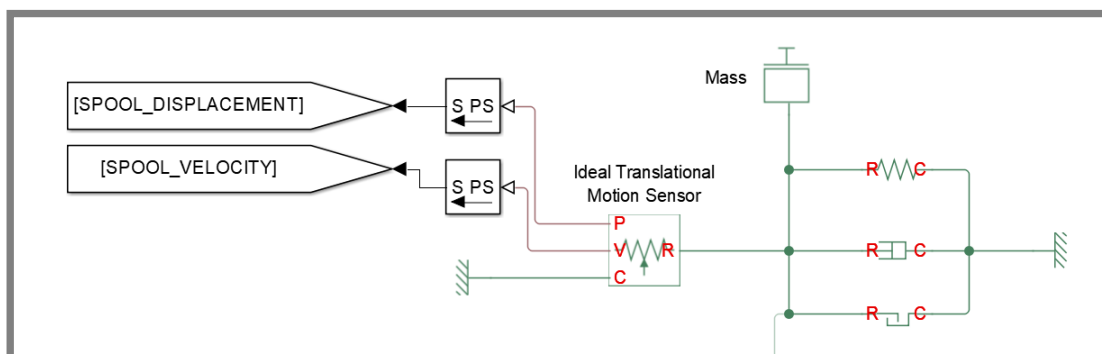


Obr. 38 Matematický model solenoidu

4.3.4 Model šoupátka

4.3.4

Matematický model šoupátka je tvořen jako soustava s jedním stupněm volnosti. Použité prvky jsou hmotnost, pružina, tlumič a omezení maximálního posuvu. Pro doplnění neznámých parametrů byl rozváděč rozebrán. Snímané veličiny modelu jsou poloha a rychlost šoupátka.



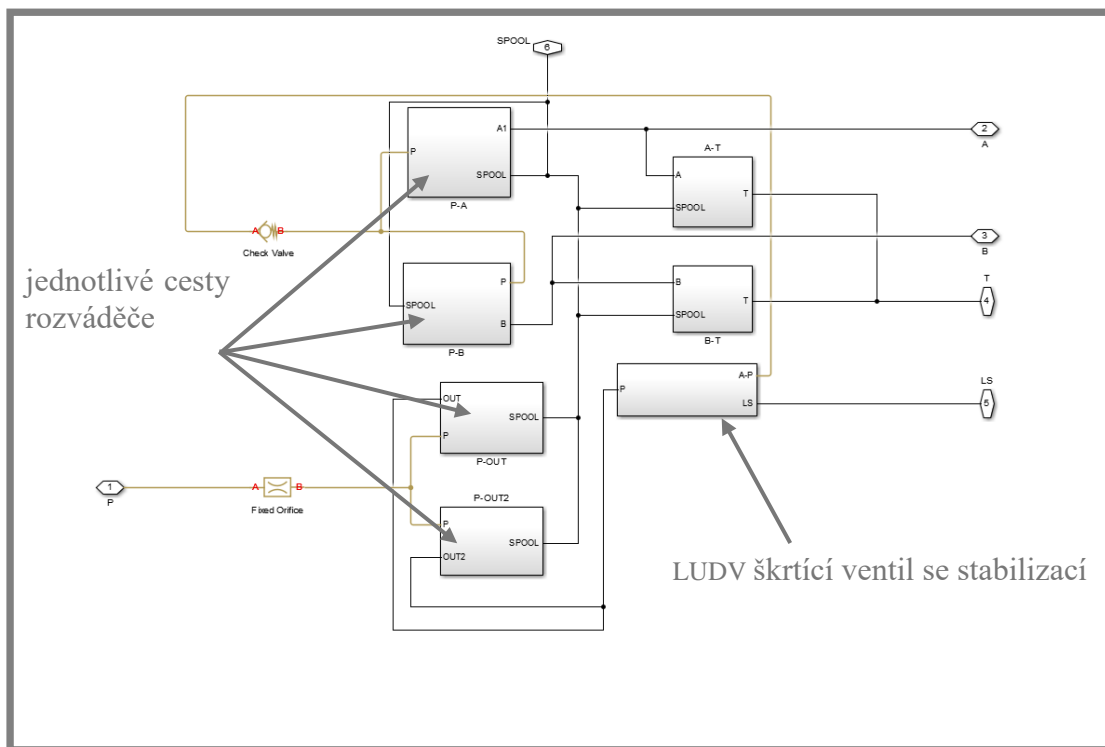
Obr. 39 Model šoupátka

4.3.5 Model rozváděče

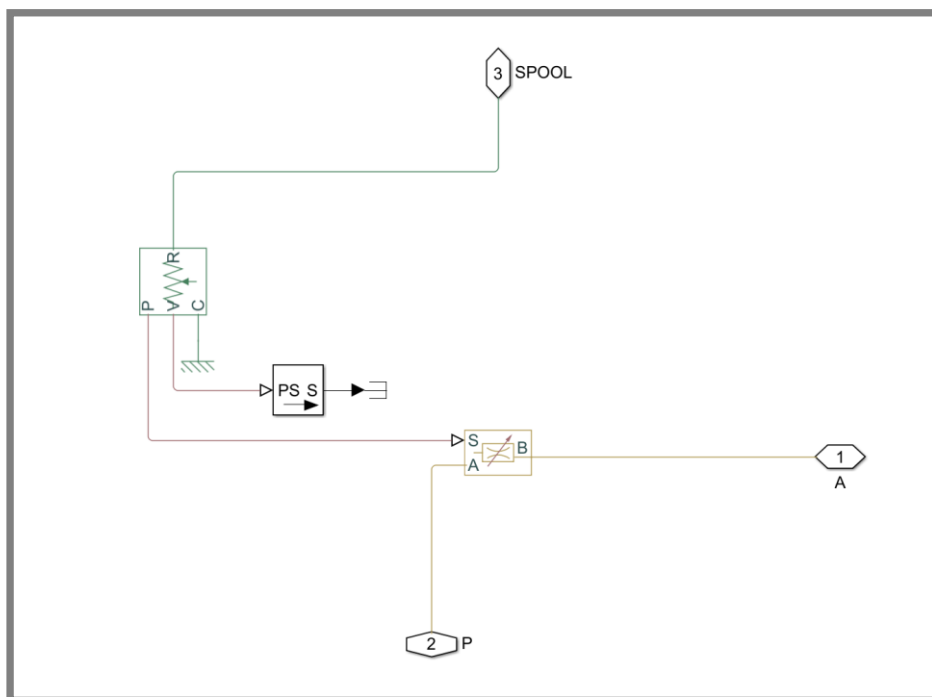
4.3.5

Model rozváděče je složen z jednotlivých cest, které jsou mezi sebou zapojené, tak aby logicky odpovídaly schématické značce a vnitřnímu uspořádání rozváděče. Model obsahuje také model LUDV škrťacího ventilu se stabilizací.

Základní komponentou je otvor s regulovatelným průtočným průřezem. Tento prvek je ovládán pomocí snímače polohy šoupátka. Neznámým parametrem tohoto prvku je směr otevírání a tabulka závislosti průtočných průřezů na pozici šoupátka.

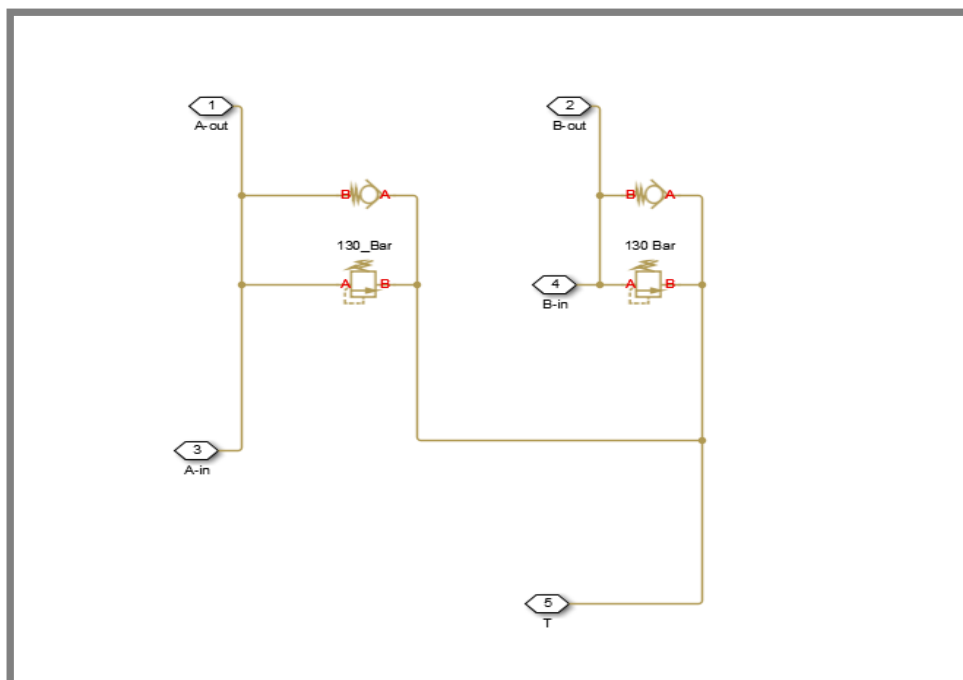


Obr. 40 Model rozváděče



Obr. 41 Model hydraulické cesty

Model sekundárního ventilu je tvořen přepouštěcími ventily a jednosměrnými ventily podle hydraulického schématu prvku. Maximální tlak v této variantě je nastaven na 13 MPa.



Obr. 42 Model sekundárního přepouštěcího ventilu

4.4 Verifikace modelů

4.4

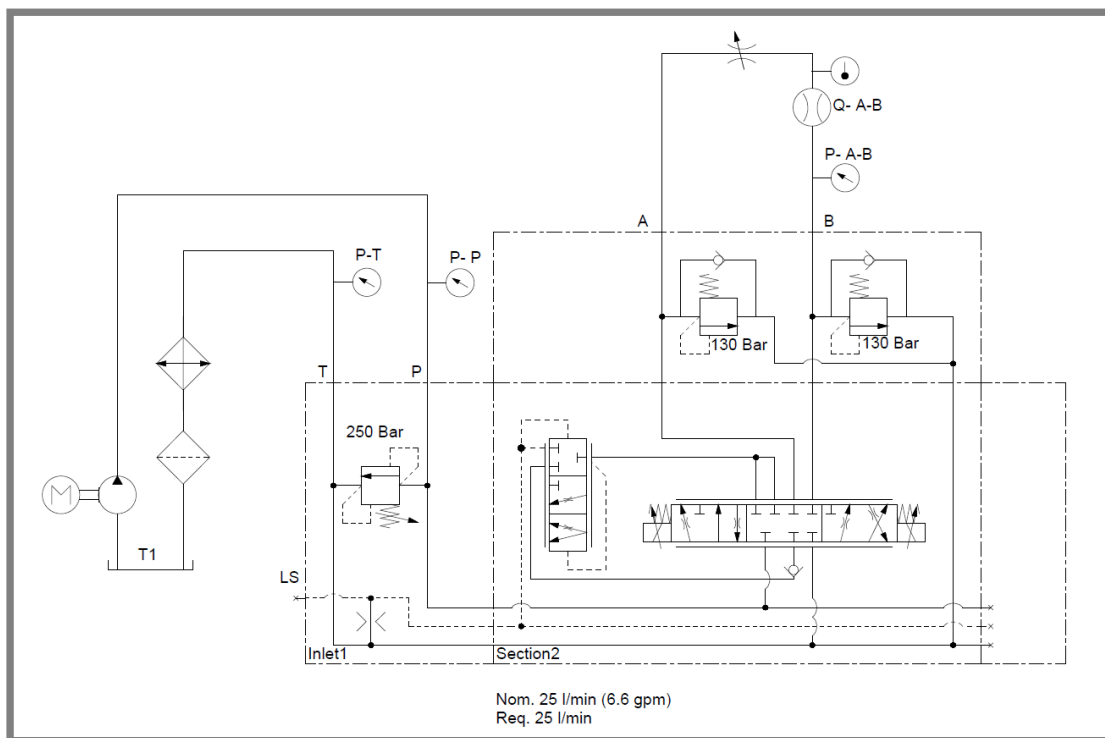
V katalogových listech produktů jsou uvedeny výkonové charakteristiky rozváděčů. Pro potřeby matematického modelování je však potřeba tyto charakteristiky ověřit a rozšířit. Pro identifikaci bude potřeba také rozváděč rozebrat a určit například tuhosti vratných pružin, vlastnosti šoupátka (geometrie, hmotnost) a škrtkách ventilů se stabilizací.

4.4.1 Měřicí řetězec

4.4.1

Pro měření dynamického chování rozváděče byl navrhnut měřicí řetězec. V měřicím řetězci se nachází snímače tlaků, průtoku a teploty hydraulické kapaliny. Zatěžování je prováděno regulovatelným škrtkím ventilem. Před škrtkím ventilem se nachází měřicí jednotka průtoku, tlaku, a teploty. Jedná se o průtokoměr turbinového typu HySense® QT110 s rozsahem 4–75 l/min. Těleso průtokoměru umožňuje instalaci tlakového snímače a snímače teploty. Použité tlakové snímače HySense® PR 400, s rozsahem 0–60 MPa s vzorkovací frekvencí až 10 kHz. Snímače tlaku jsou také umístěny před a za vstupní sekci.

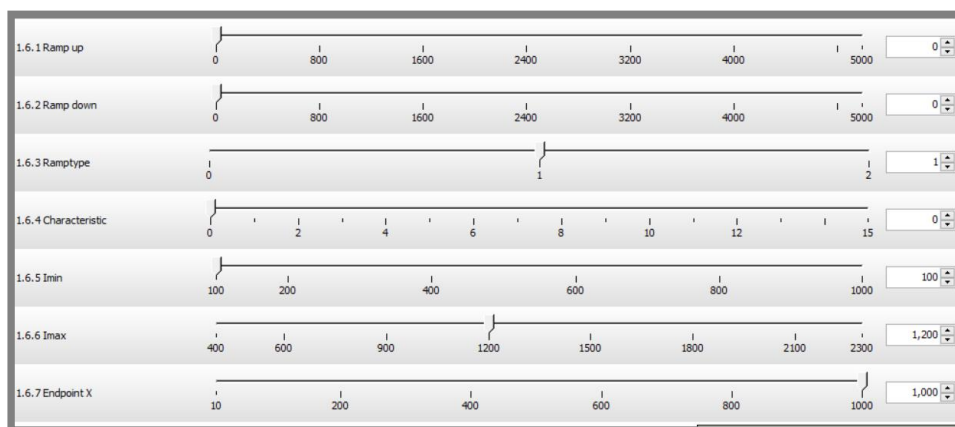
Elektrické veličiny mohou být snímány přímo řídicí jednotkou, která je dostupná na zkušební stoličce pro testování mobilní hydrauliky. Ovládání je řešeno potenciometrem, nebo přímo řídicí jednotkou.



Obr. 43 Schéma měřicího řetězce

4.4.2 Použitý software pro elektrické ovládání

Pro ovládání rozváděče je použit software VACC20, který je nahrán do řídicí jednotky RC8-8/22. Tento software je určen pro ovládání až 4 elektricky řízených rozváděčů a umožňuje přijímat signály až ze 4 joysticků. V tomto softwaru můžeme nastavit proudové omezení a rampy signálů. Software má také bezpečnostní vlastnosti, jako například kontrolu protržení kabelu, zkratu atd.

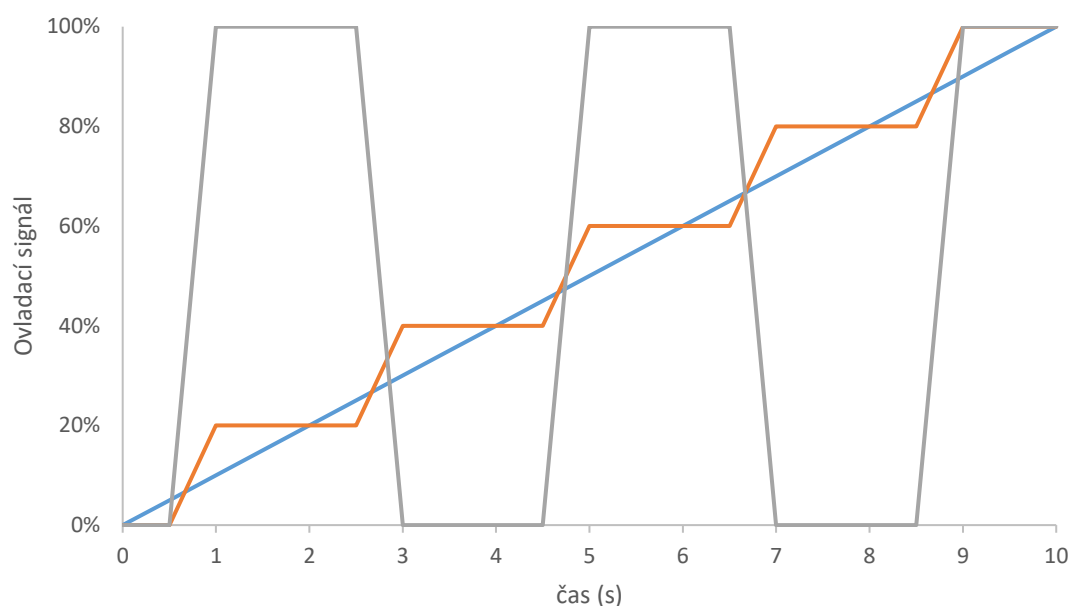


Obr. 44 Nastavení v softwaru VACC20

4.4.3 Verifikační zkoušky

Pro verifikaci modelů byly provedeny zkoušky na hydraulické zkušební stoličce pro měření ventilů ve společnosti Bosch Rexroth za asistence servisního technika.

Zkoumané byly odezvy na skokový signál, schodovitý signál a také na signál s konstantní rychlostí, viz graf níže.



Graf 3 Zkoušené ovládací signály

4.5 Simulace

4.5

Specifickou funkcí rypadel je kopání, a proto jsem se rozhodl zabývat, především touto problematikou. Proto byl vymodelován model podkopu kompaktního rypadla. Tento model je propojen s hydraulickým modelem, tak aby síly na válcích refletovaly zatížení od hmotnosti podkopu a zatížení od kopané zeminy. Tyto simulace mohou výrazně přispět ke zvolení vhodných parametrů nastavení řídicí jednotky stroje, tyto simulace také lépe reflektují styl zatěžování hydraulického systému, než zatěžování například silou na válec nebo škrcením hydrauliky.

Pro získání průběhů vstupního ovládacího signálu při kopání bude proveden záznam elektrických signálů v jednotlivých osách joysticku. Tyto signály a videozáznam bude sloužit poté k verifikaci celého simulačního modelu.

5. VÝSLEDKY

5.1 Výsledky měření původního řešení hydraulického systému

Měření na původním stroji bylo rozděleno do následujících částí:

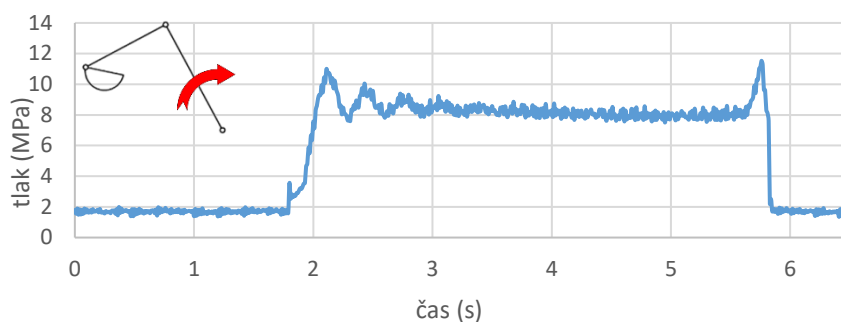
- Měření jednotlivých spotřebičů,
- Měření kopání,
- Měření pojezdu.

Vyhodnocován byl především střední a špičkový hydraulický výkon, navíc byl určen čas jednotlivých cyklů a průběh charakteristik. U přímočarých hydromotorů byl vždy proveden celý zdvih. Konfigurace podkopu při testu je uvedena v následujících podkapitolách. Teplota hydraulické kapaliny při testech se pohybovala v rozmezí 30–40 °C.

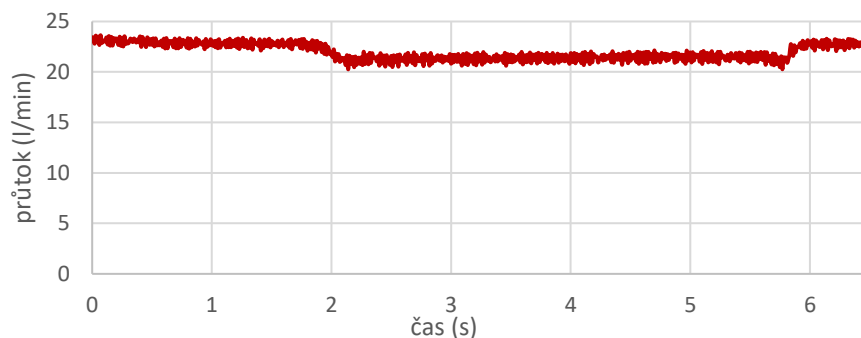
5.1.1 Výložník

Při testování přímočarého hydromotoru výložníku byla násada vysunuta a lžíce vyklopená, tak aby zatížení bylo co největší. Nastavené otáčky spalovacího motoru byly 1800 RPM (otáčky využívané většinou operátorů).

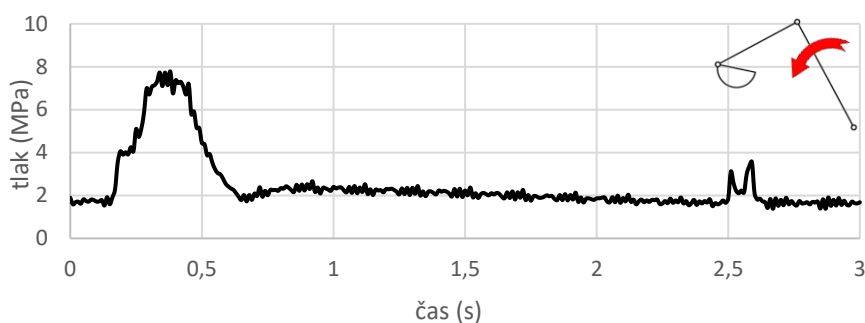
Při této rychlosti byl výložník plně zvednut v čase přibližně 4,1 s. Spuštění výložníku probíhalo rychleji (přibližně 2,35 s) a také za mnohem nižších tlaků. Tlaková špička na úrovni 8 MPa vzniká jenom krátkodobě těsně po otevření rozváděče.



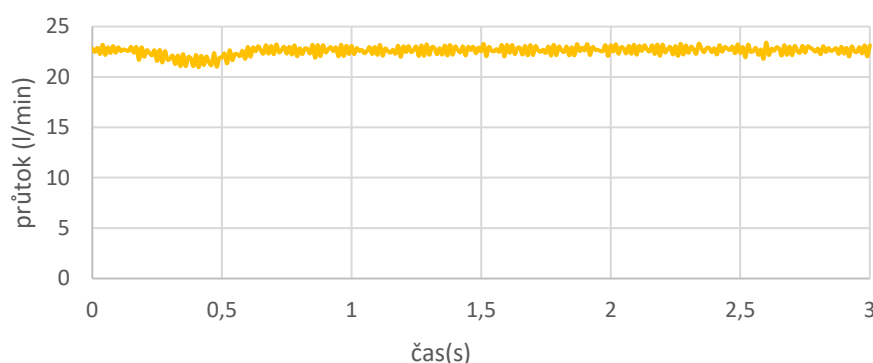
Graf 4 p-t charakteristika zvedání výložníku



Graf 5 q-t charakteristika zvedání výložníku



Graf 6 p-t charakteristika spouštění výložníku



Graf 7 q-t charakteristika spouštění výložníku

Rozměry přímočarého hydromotoru výložníku:

Vrtání	69,9 mm
Tyč pístu	41,3 mm
Zdvih	445 mm

Výrobce uváděné časy chodu hydromotoru pro maximální otáčky (2500 RPM):

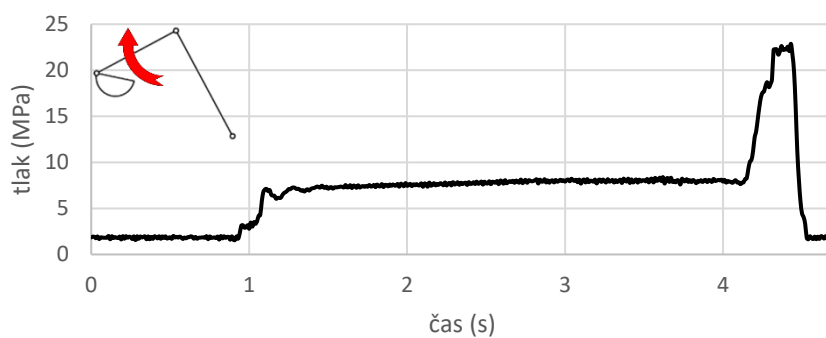
Zvedání	4,4 s
Spouštění	3,8 s

Pozn.: Zkoušený model stroje nebyl sériově vyráběným strojem, proto se tyto časy mohou lišit a navzdory nižších otáček mohly být dosaženy kratší časy.

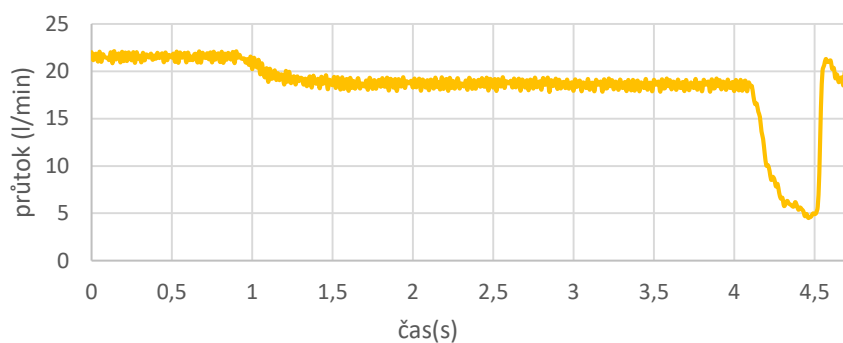
5.1.2 Násada

5.1.2

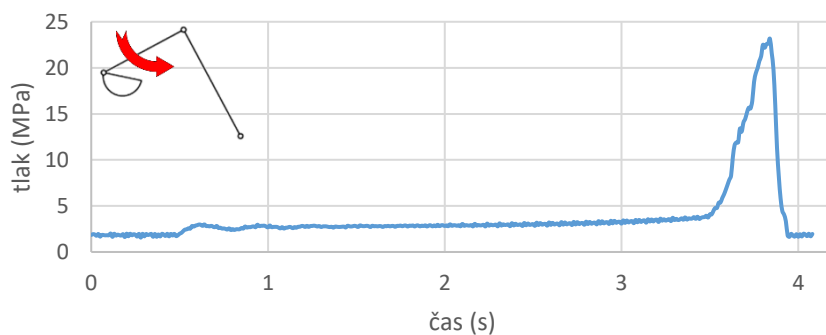
Testování přímočarého hydromotoru násady probíhalo také při 1800 RPM. Výložník při těchto testech byl maximálně přitažen ke kabině. Průměrný čas vysunutí násady (od sebe) se pohybuje kolem 3,5 s, tlak při vysouvání hydromotoru se pohybuje kolem 7,5 MPa. Pokud jde o sklápění násady (k sobě) tak průměrný čas je kolem 3,35 s a tlaky se pohybují kolem 3 MPa. Vidíme také, že při 3 MPa nedochází ještě ke snížení průtoků (vlastnost rozváděčů s otevřeným středem).



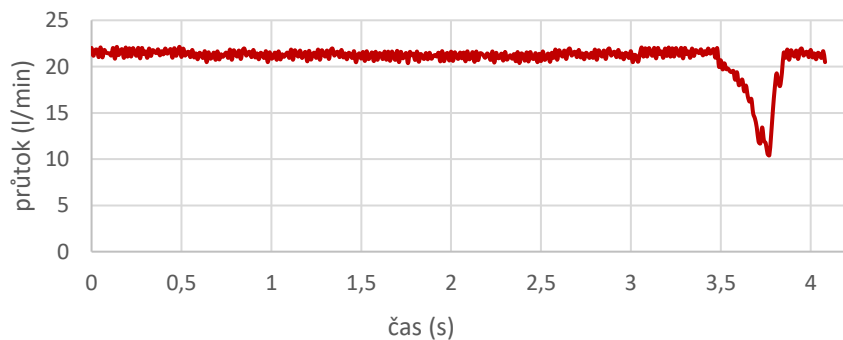
Graf 8 p-t charakteristika- násada od sebe



Graf 9 q-t charakteristika- násada od sebe



Graf 10 p-t charakteristika- násada k sobě



Graf 11 q-t charakteristika- násada k sobě

Rozměry přímočarého hydromotoru násady:

Vrtání	60,3 mm
Tyč pístu	38,1 mm
Zdvih	424,9 mm

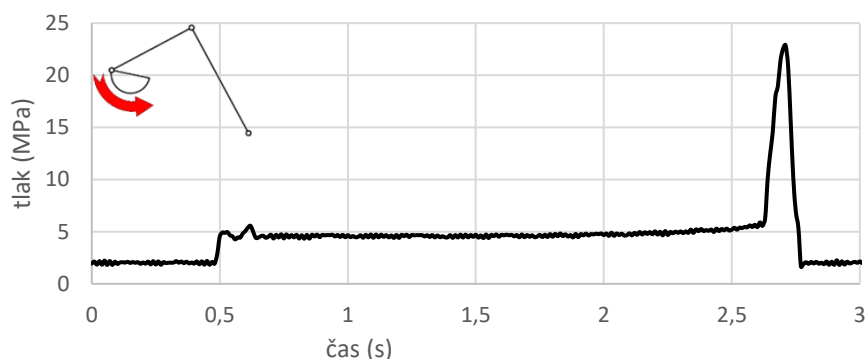
Výrobce uváděné časy chodu hydromotoru pro maximální otáčky (2500 RPM):

Od sebe	2 s
K sobě	2,4 s

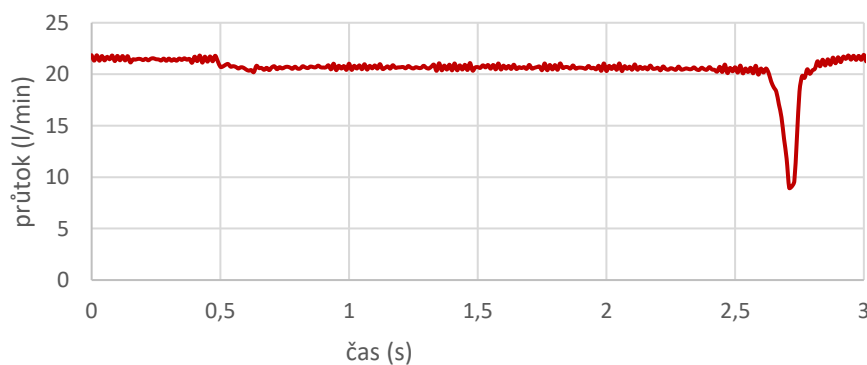
5.1.3 Lžice

5.1.3

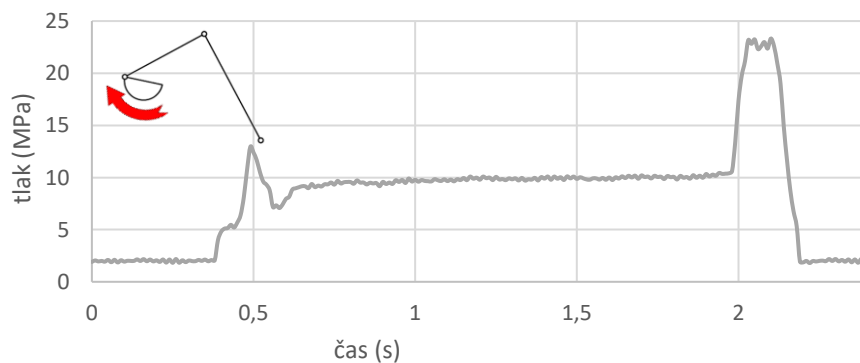
Testy přímočarého hydromotoru lžice probíhaly také při 1800 RPM, výložník byl přitažen plně ke kabině a hydromotor násady byl přibližně ve středové poloze. Čas potřebný k uzavření lžice je přibližně 2,2 s, tlak při tomto pohybu se pohybuje kolem 5 MPa. Pro pohyb do opačného směru je potřeba tlak až 10 MPa a čas pohybu je přibližně 1,6 s.



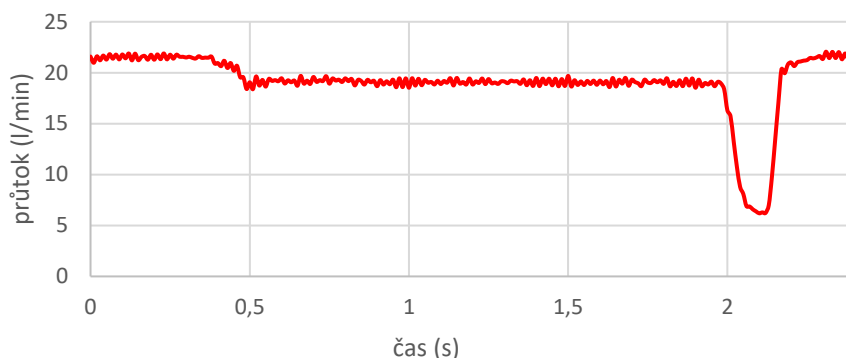
Graf 12 p-t charakteristika uzavření lžice



Graf 13 q-t charakteristika uzavření lžice



Graf 14 p-t charakteristika vyklápění lžice



Graf 15 q-t charakteristika vyklápění lžíce

Rozměry přímočarého hydromotoru lžíce:

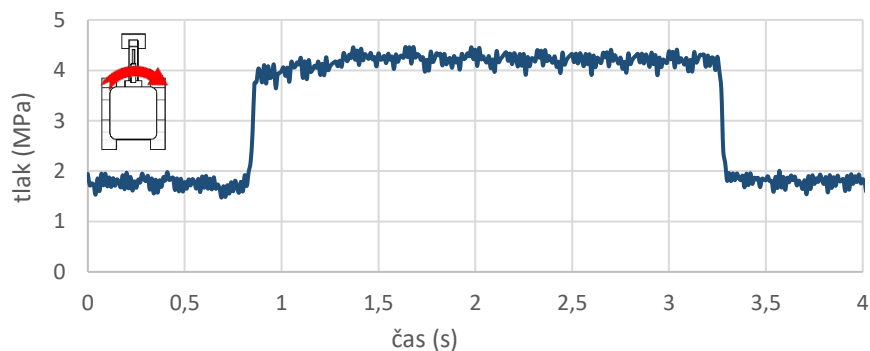
Vrtání	57,1 mm
Tyč pístu	38,1 mm
Zdvih	385 mm

Výrobce uváděné časy chodu hydromotoru pro maximální otáčky (2500 RPM):

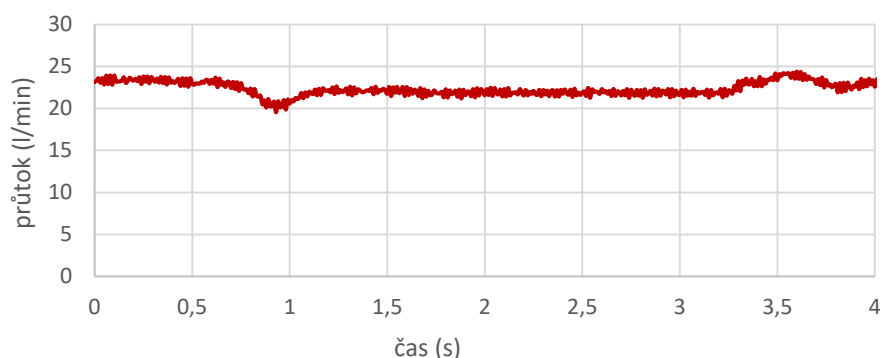
Uzavření	2 s
Vyklopení	1,2 s

5.1.4 Otoč svršku

Testování otočného svršku probíhalo také při 1800 RPM. Otáčení bylo realizováno vždy přibližně o 90 ° do obou stran. Testování probíhalo ve dvou režimech podkopy. Energeticky méně náročný režim se zvednutým výložníkem a přitaženou násadou. Druhý náročnější režim se spuštěným výložníkem a vysunutou násadou. Pro první režim hodnota průměrného tlaku byla přibližně 4,2 MPa, v druhém režimu byl tlak přibližně o 1 MPa vyšší.



Graf 16 p-t charakteristika otočného svršku v prvním režimu



Graf 17 q-t charakteristika otočného svršku v prvém režimu

5.1.5 Pojezd

5.1.5

Pro pojezd maximální rychlosti dosažitelné při 1800 RPM je zapotřebí v průměru 8 MPa. Tento pohyb je energeticky nejnáročnější, zejména kvůli nízké účinnosti přenosu trakce pásovým podvozkem.

5.1.6 Shrnutí výsledků

5.1.6

Pro srovnání jednotlivých funkcí byla vytvořena tabulka energetické náročnosti jednotlivých hydromotorů a také komplexnějších funkcí. Dodatečně byla provedena zkouška výkonové regulace hydrogenerátoru. Regulátor na hydrogenerátoru je nastaven na přibližně 8,7 kW při maximálních otáčkách diesel motoru. Co se týče kopání podle výsledků vyplývá, že operátor v průměru využívá dva a více hydromotorů současně. Z naměřených průběhů vyplývá také, že přibližně 85 % času práce stroje operátor využívá podkop a jen přibližně 15 % času popojíždí nebo vykonává jinou činnost. Toto rozdělení času platí pro výkopové práce.

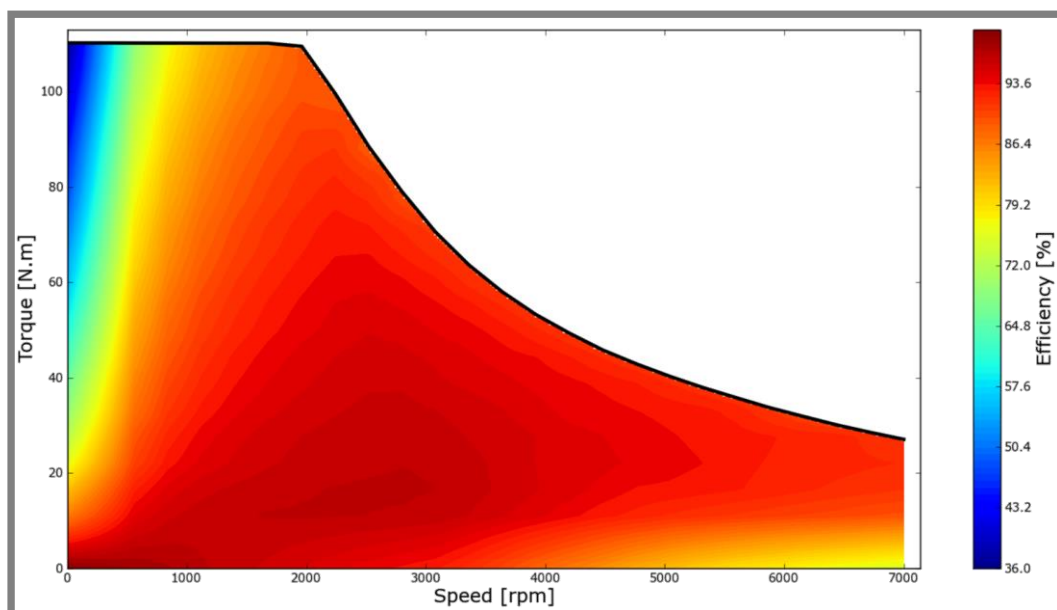
Tabulka 1 Sřzení a špičkový výkon funkcí

FUNKCE	STŘEDNÍ VÝKON [W]	ŠPIČKOVÝ VÝKON [W]
VÝLOŽNÍK	1064	2565
NÁSADA	1583	5179
LŽÍCE	1289	6733
OTOČ SVRŠKU	931	2021
POJEZD	2925	7654
KOPÁNÍ	1914	6832
VÝKONOVÁ REGULACE		8699

5.2 Bezemisní kompaktní rypadlo E19

5.2

V diplomové práci zmiňují aktuální stav přestavby kompaktního rypadla na bezemisní variantu. Vznětový motor byl nahrazen PMSM motorem BL180/ 90 o nominálním výkonu 12,5 kW při 3000 RPM. Špičkový výkon motoru je až 20 kW. Protože elektromotor je schopen dosahovat vyšších účinností při vyšších otáčkách (2500–3000 RPM) a kolem 20 Nm (viz graf níže). Bylo rozhodnuto mezi hydrogenerátor a motor přidat převod synchronním řemenem. Převodový poměr tohoto převodu je 5:3.



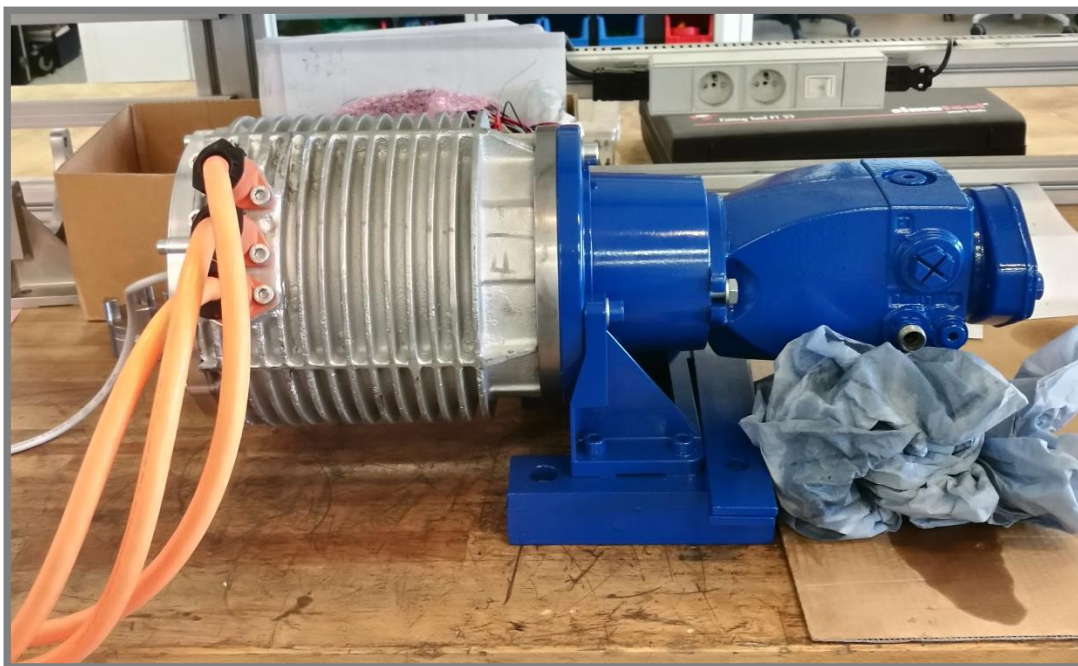
Obr. 45 Mapa účinnosti elektromotoru BL 180/90

Pro řízení motoru byl zvolen třífázový střídač Sevcon Gen4 velikosti 6. Elektrický akumulátor včetně BMS sestavila z NMC článku společnost Bech Akku Power. Nominální napětí akumulátoru je 50,4 V a kapacita 300 Ah, což zajišťuje dostatek energie pro 6 až 7 hodin kopání za běžných podmínek.



Obr. 46 Hlavní komponenty elektrické varianty stroje

Důležitou změnou bylo také nahrazení původních hydrogenerátorů axiálním hydrogenerátorem s proměnným geometrickým objemem Rexroth A1VO018D3. Ke snížení geometrického objemu hydrogenerátoru dochází až po dosažení nastaveného tlaku (tento tlak je nastavitelný pomocí proudu solenoidu na tlakové regulaci „D3“ hydrogenerátoru). Nový hydrogenerátor má geometrický objem 18 cm³. Což je více než kombinovaný geometrický objem původních hydrogenerátorů (16,5 cm³). Tento hydrogenerátor je vhodný pro použití v otevřených okruzích s LS systémem.



Obr. 47 Hydrogenerátor a elektromotor spojeny pružnou spojkou (pro testovací účely)

Pro řízení celého stroje byla použita řídicí jednotka Rexroth RC28-14/30. Ovládací prvky byly zvoleny také od společnosti Rexroth a to konkrétně:

- pedály s tlumením 4THE5NR
- joysticky 4THE5

Komunikace ovládacích prvků a řídicí jednotky je řešená sběrnici CAN.

Pozn.: Celé hydraulické schéma stroje je dostupné v příloze.

5.3 Identifikace matematického modelu nového rozváděče

5.3

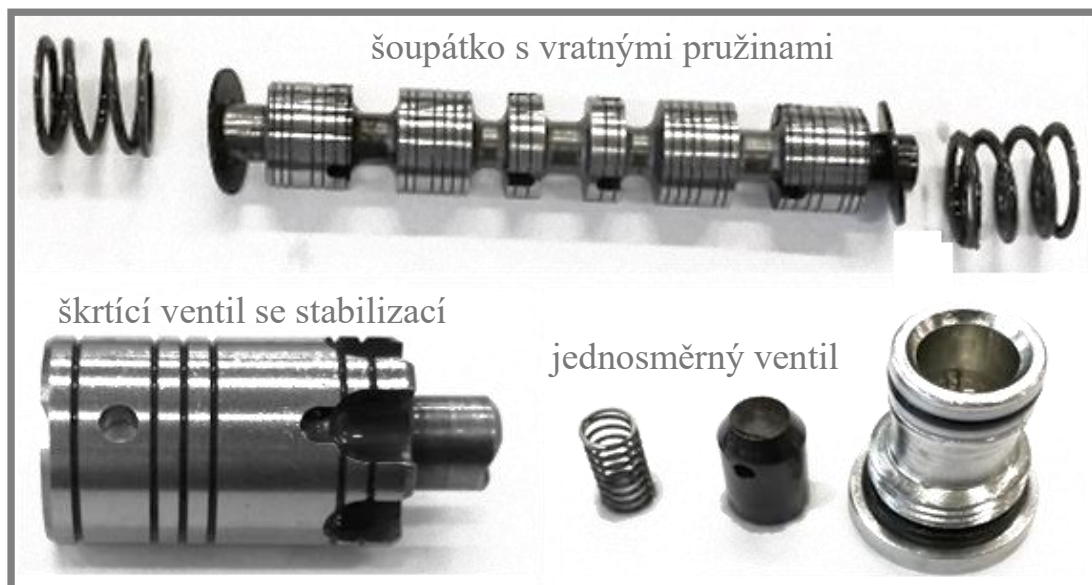
5.3.1 Rozebrání rozváděče

5.3.1

Pro potřeby detailního modelování byly určeny některé parametry. Nejjednodušší cestou bylo tento rozváděč rozebrat. Rozebrání rozváděče pomohlo pochopit fungování tohoto rozváděče, což výrazně zjednodušilo modelování LUDV funkce.

Rozebráním rozváděče byly zjištěny následující parametry:

- hmotnost šoupátka: $m=59,8$ g
- tuhost vratných pružin: $k= 24$ N/mm
- předpětí pružin $F_p= 0$ N
- rozměry škrtícího ventilu se stabilizací a šoupátka
- šoupátko je vybaveno 30 drážkami → můžeme zanedbat radiální síly, které vznikají vlivem netěsnosti
- můžeme také zanedbat radiální síly vznikající vlivem hydrodynamických účinku



Obr. 48 Šoupátko, škrťací ventil se stabilizací, jednosměrný ventil

Za povšimnutí stojí u škrťacího ventilu ze stabilizací otvoru pro propojení maximálního tlaku v systému s LS větví. Vidíme také, že tento ventil nemá uzavírací pružinu jako například rozváděč typu LUDV uveden na obr. 12 v teoretické části práce. Tyto údaje byly důležité pro správné fungování modelu přerozdělování průtoku nezávisle na zatížení.

5.3.2 Identifikační měření

Pro identifikaci zbylých parametrů byl využit postup měření uveden v kapitole 4.4.

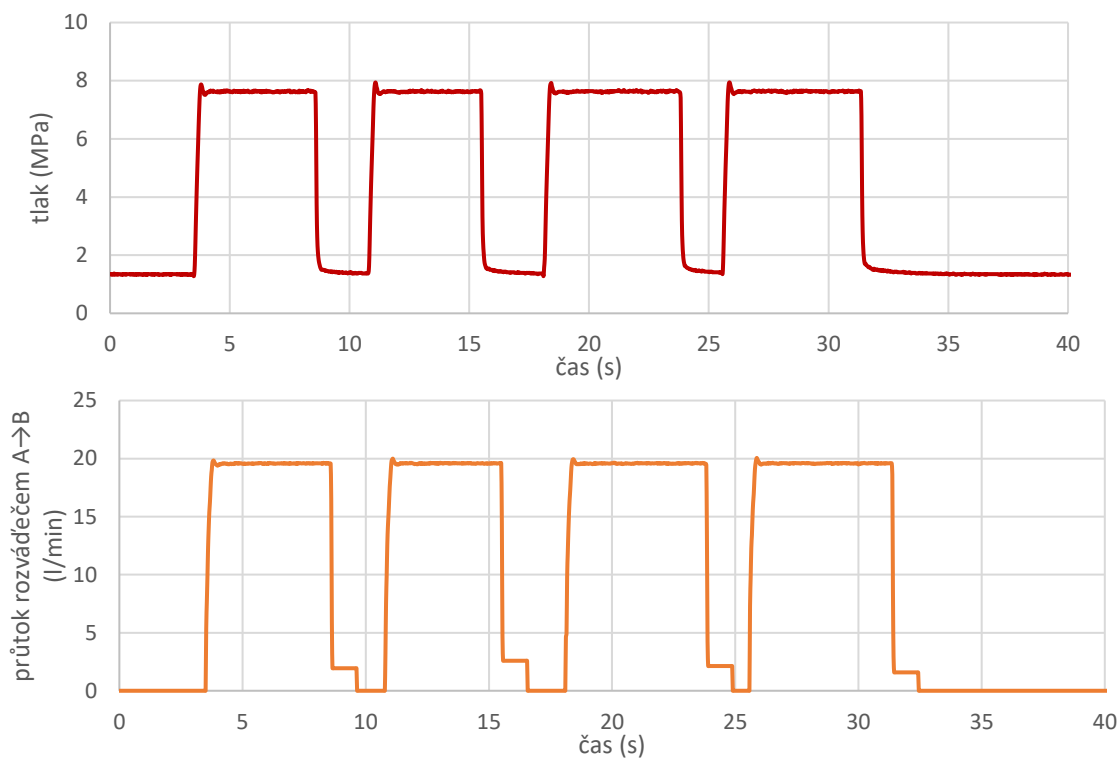
Měření byla provedena pro tyto parametry:

Hydraulické zatížení 0 až 14 MPa vždy po 2 MPa.

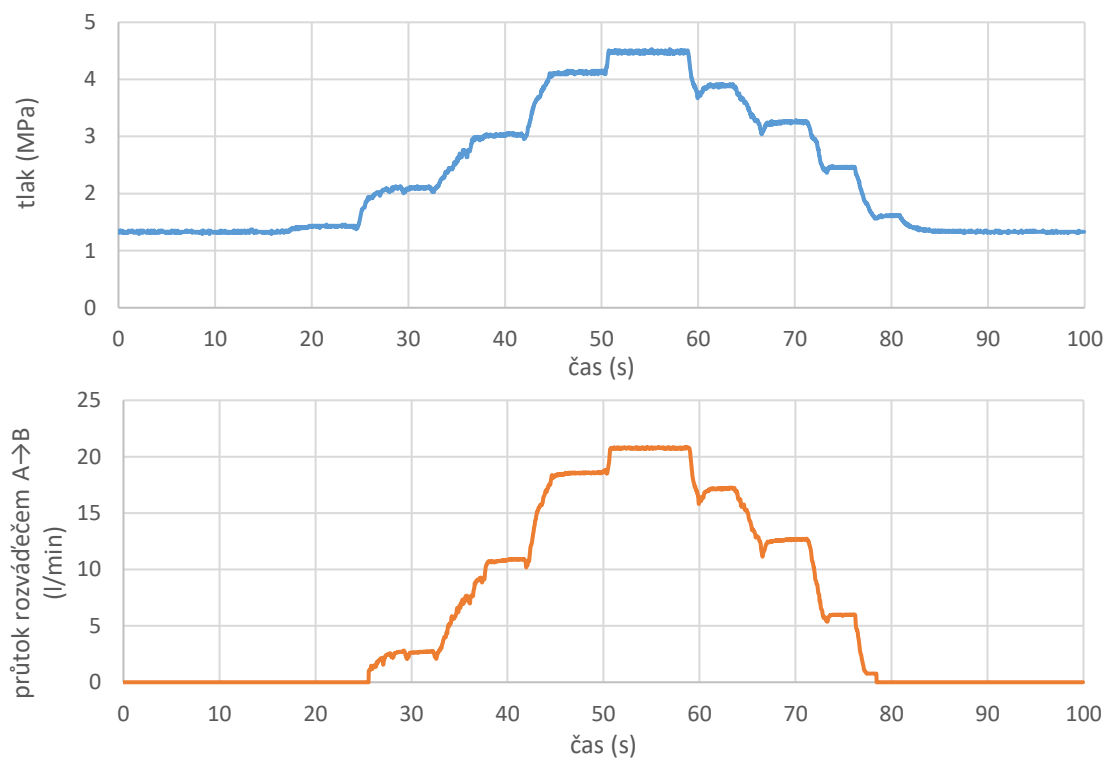
Styl přestavení šoupátka:

- Skoková změna 0-100 %
- Postupné otevírání 0-20-40-60-80-100 %
- 5 s rampa 0-100 %

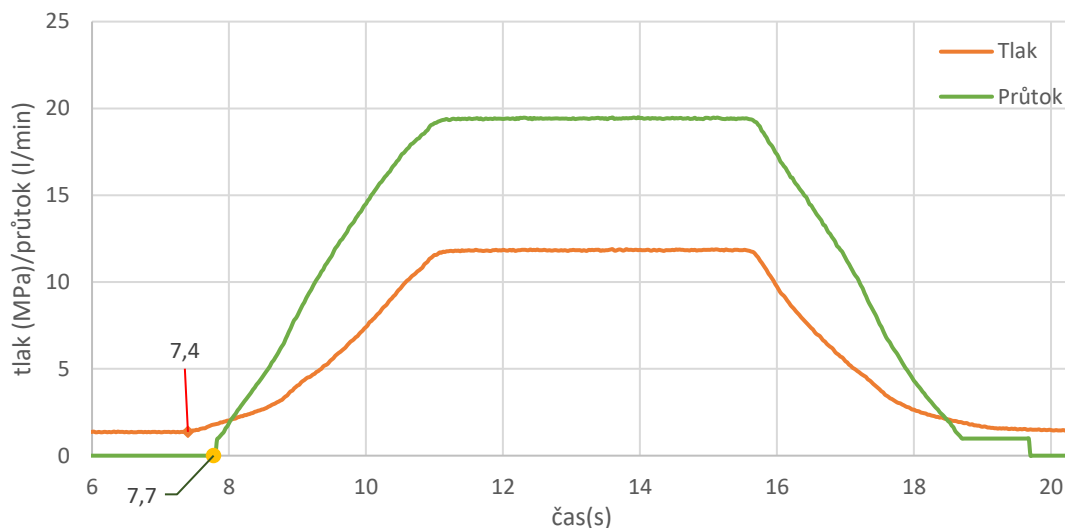
Uvádím příklady jednotlivých průběhů naměřených pro elektricky ovládaný rozváděč.

*Graf 18 Charakteristiky pro skokovou změnu*

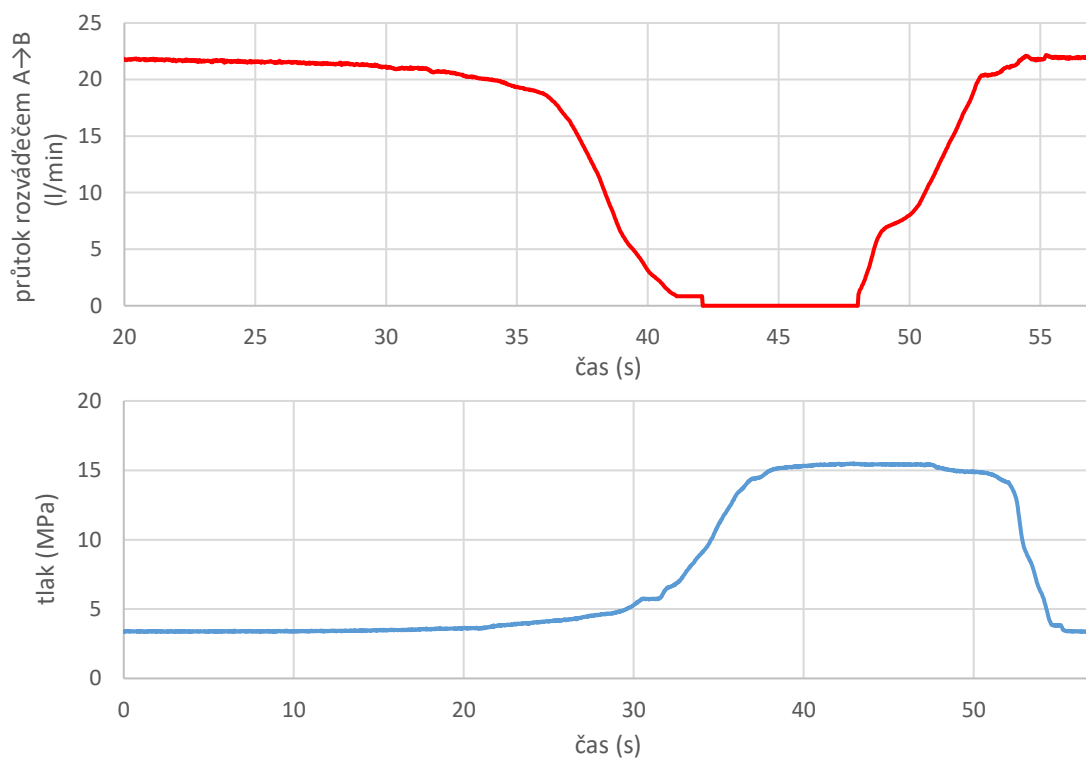
U skokové změny se nejvíce projevuje odlehčení rozváděče těsně před uzavřením rozváděče. Odlehčení je způsobeno výřezy v šoupátku.

*Graf 19 Charakteristiky postupného přestavování šoupátka*

U postupného přestavování šoupátka můžeme sledovat, že při přibližně 30 % otevření šoupátka ještě stále máme nulový průtok. Tento jev detailněji ukazuje také následující měření s 5 sekundovou rampou, kde vidíme rozdílné časy změny průtoku a tlaku v čase.



Graf 20 Charakteristiky pro cyklus s 5 s rampou



Graf 21 hydraulické zatížení až 15 MPa

Grafy výše ukazují, chování sekundárního ventilu, který je nastaven na 13 MPa, u této hodnoty začíná se výrazně snižovat průtok rozváděčem. Tlak na rozváděči/spotřebiči se však může vyšplhat až k 15 MPa.

5.4 Simulace

5.4

5.4.1 Model podkopu

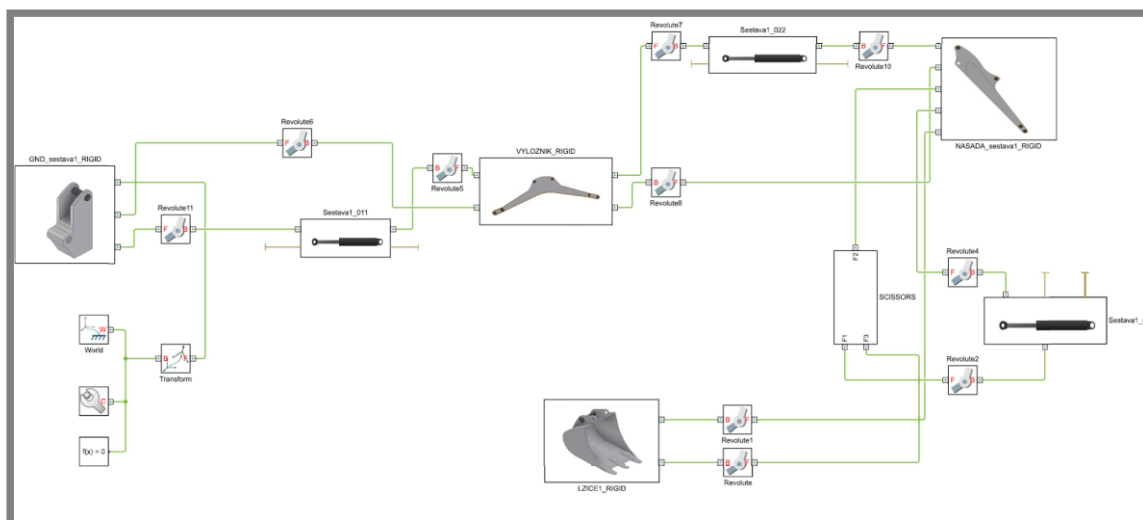
5.4.1

Pro zpřesnění simulace byl vytvořen multibody model podkopu. Tento model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor a následně převeden pomocí Simscape Multibody Link Plug-Inu do prostředí Simulink.

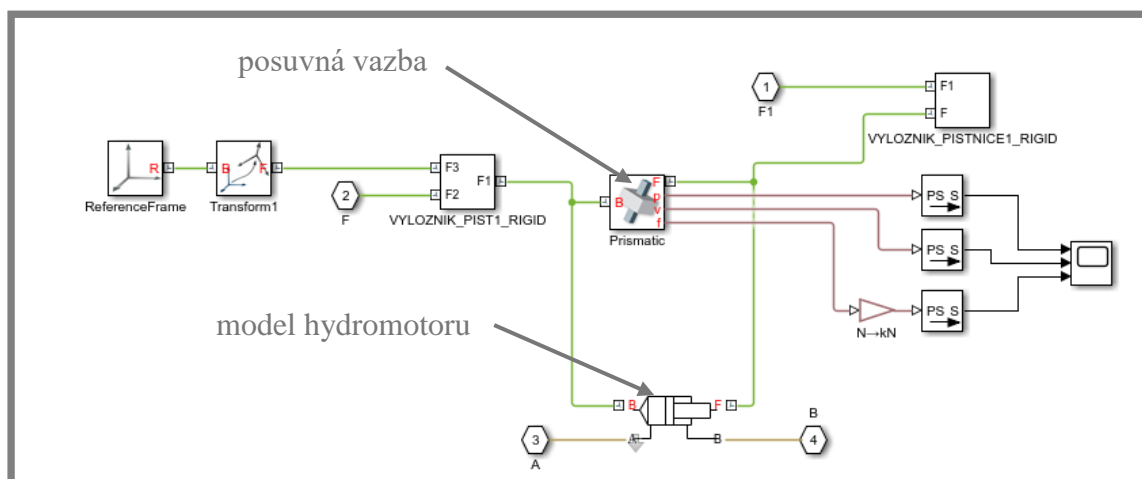


Obr. 49 3D model podkopu

V tomto modelu byly upraveny vlastnosti některých prvků, protože výsledky automatického odvození nebyly vhodné pro potřeby tohoto simulačního modelu. Následně byl u posuvných vazeb přímočarých hydromotorů nastaven styl ovládání vazby. Tyto parametry slouží k propojení s matematickým modelem hydraulického systému, viz obr. 51. Pro propojení Simscape Multibody a Fluids modulů byla použita volně dostupná knihovna Simscape Multibody Multiphysics Library od společnosti MathWorks, Inc [25].



Obr. 50 Simulink Multibody model

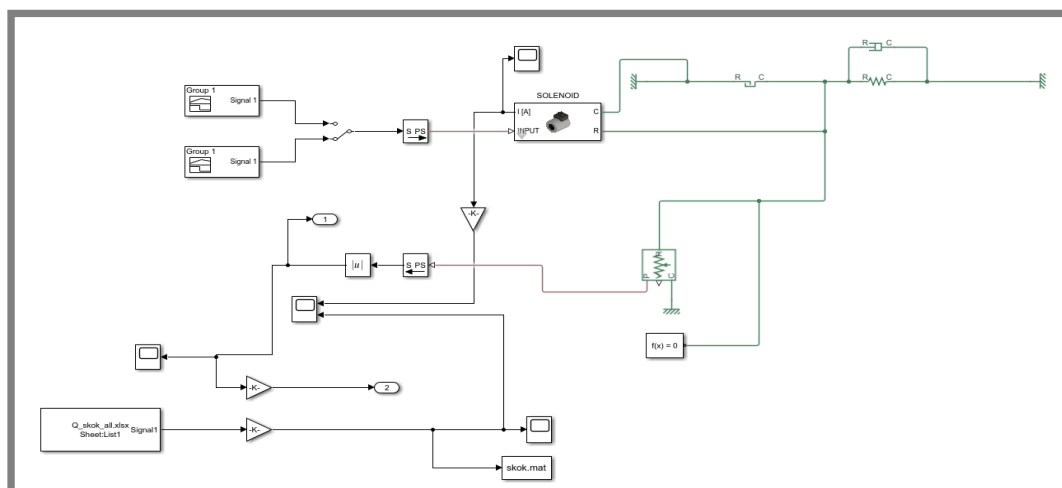


Obr. 51 Interakce Multibody a Simscape Fluids modulů

Použitý model přímočarých hydromotorů umožňuje také nastavení tuhosti dorazů a třecí síly. Snímané veličiny posuvné vazby jsou rychlost pozice a síla. Snímání síly je v následujících fázích modelování změněno na měření hydraulického tlaku hydromotoru.

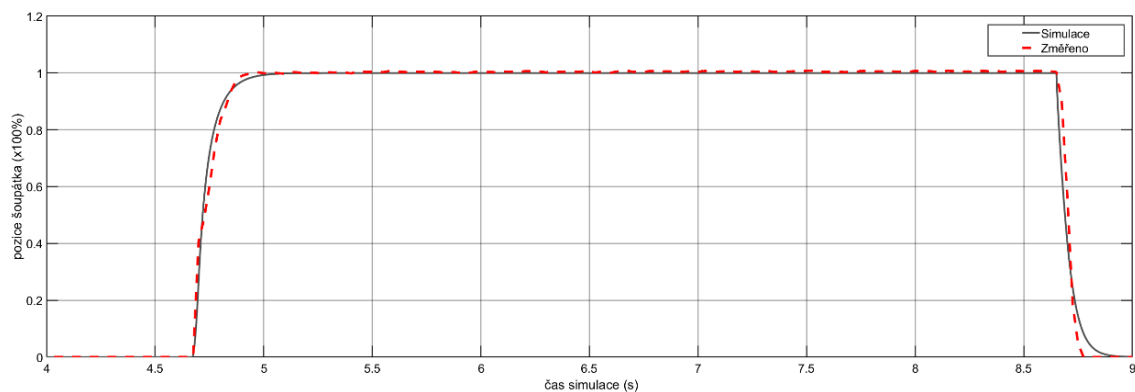
5.4.2 Identifikace simulačního modelu solenoidu

Pro simulační model ovládání rozváděče bylo důležité nastavit model solenoidu tak aby rychlost otevření odpovídala datům získaným při měření skokových signálů. Proto vznikl zjednodušený model solenoidu s šoupátkem a vratnou pružinou. Hledaným parametrem u solenoidu je vektor síly. Zbylé parametry byly zjištěny buďto z katalogových listů, nebo pomocí měření.



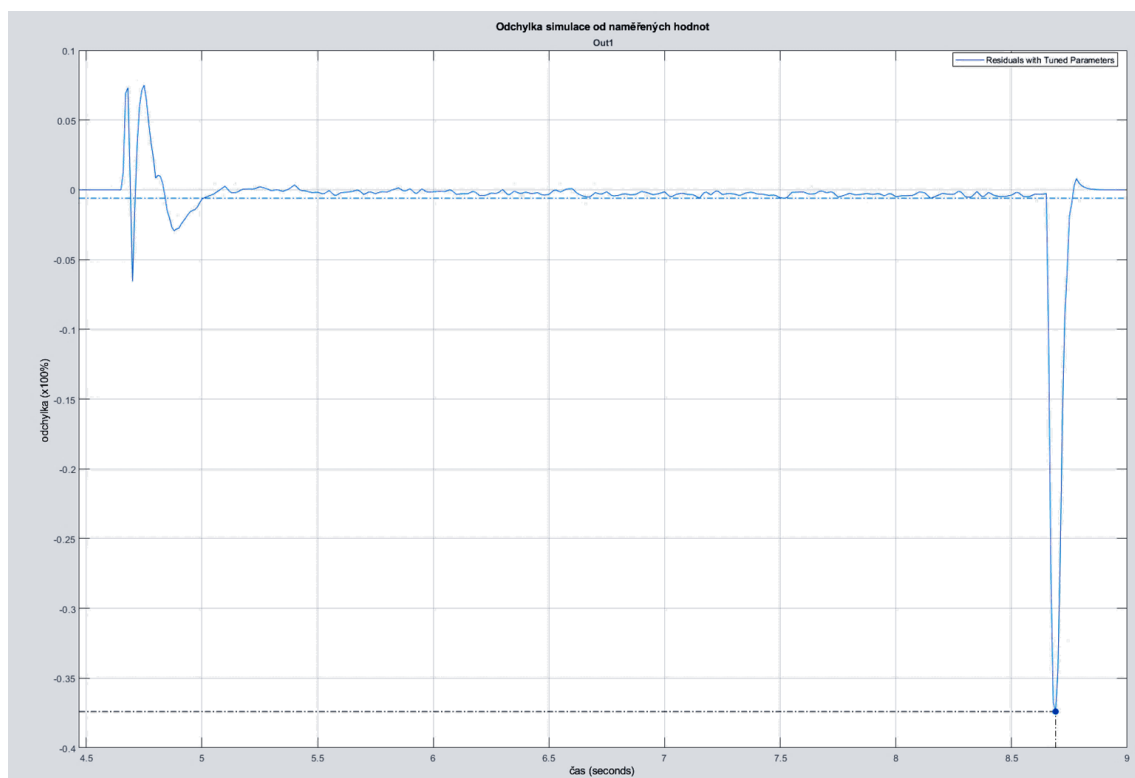
Obr. 52 Simulační model solenoidu pro nalezení vektoru síly

Srovnávací veličinou je proud protékající solenoidem. K nalezení vektoru síly byla použita funkce odhadu parametrů („Parameter Estimation“). Pro zrychlení celého procesu simulací byl využit zjednodušený modul PWM signálu, který na základě střídav (0–100 %) generuje napětí 0 až 12 V místo signálu PWM.



Graf 22 Dosažena shoda simulace a naměřených dat

Hodnotícím kritériem přesnosti modelu je střední hodnota odchylky vyjádřena v procentech = 0,6 %. Důležité jsou však úseky, které ukazují dynamiku otevírání a zavírání. U otevírání odchylka dosahuje nejvýše 7,5 %. Nejvyšší odchylky je dosaženo v čase 8,69 s při uzavírání rozváděče a to 37 %. S tím je potřeba počítat hlavně při simulacích rychlého uzavírání rozváděče. Tato chyba se nepodařila odstranit.

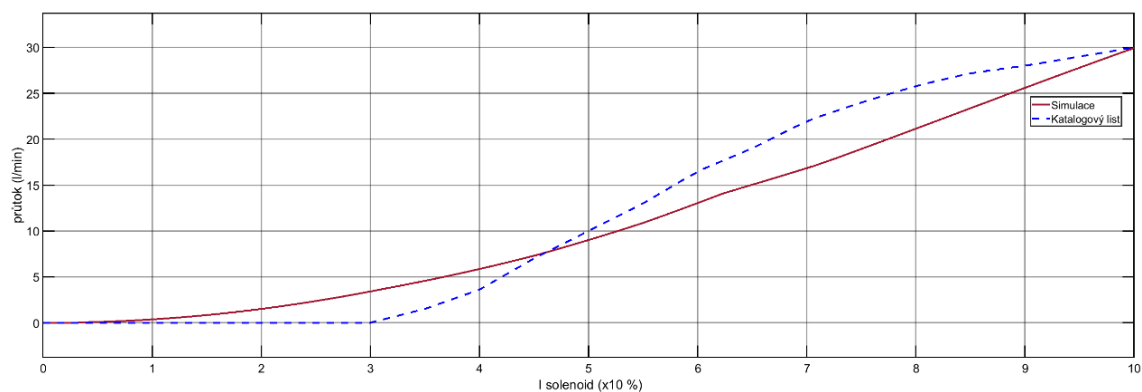


Graf 23 Odchylka simulovaných a změřených hodnot vyjádřena v (x100 %)

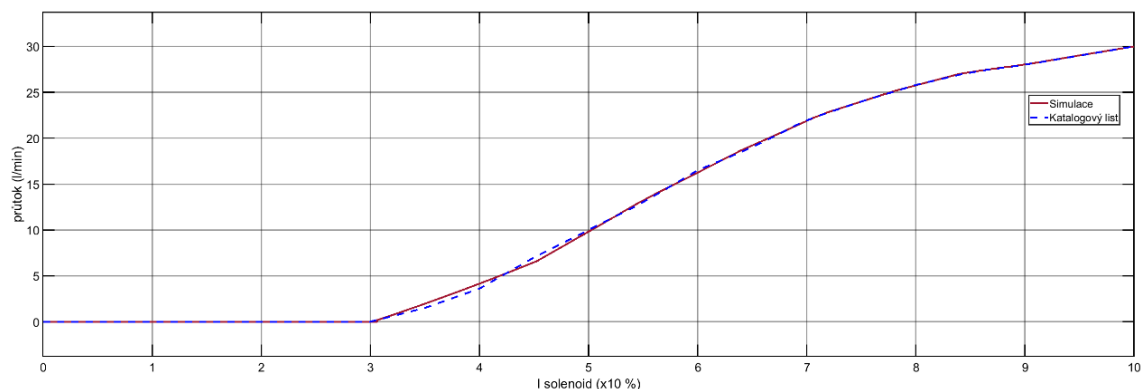
5.4.3 Model poloviny hydraulického rozváděče

5.4.3

Pro určení průtočných průřezů rozváděče byl vymodelován model pouze jedné z možných pozic rozváděče a je simulováno přestavení šoupátka do této pozice. Tento způsob umožňuje zrychlit funkci odhadu parametrů. Druhá pozice rozváděče je vymodelována jako symetrická, avšak pro opačné hodnoty pozice šoupátka.

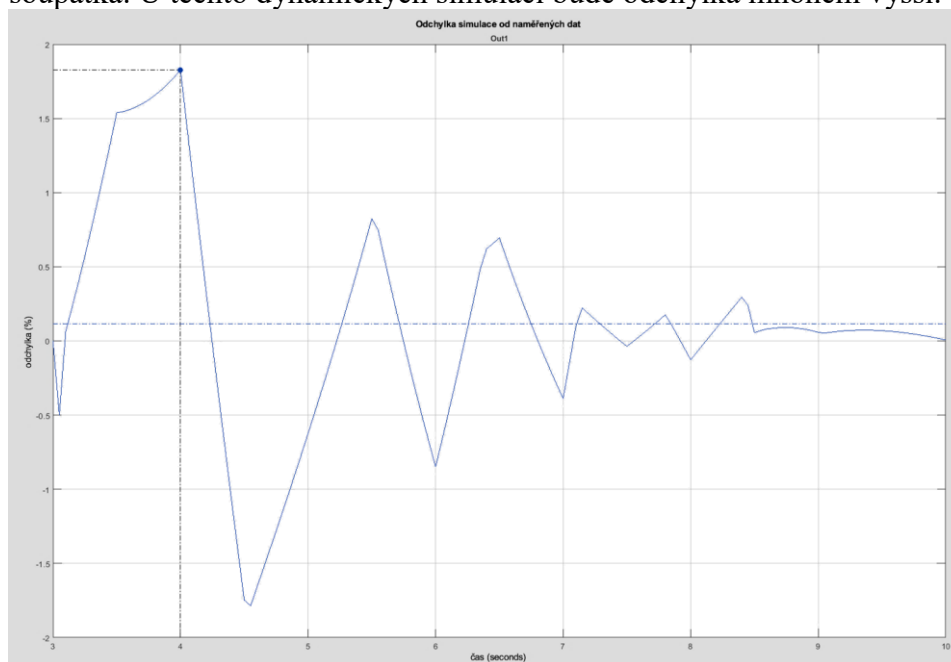


Graf 24 Závislost průtoku na procenta maximálního proudu ovládacího solenoidu – první iterace



Graf 25 Závislost průtoku na procenta maximálního proudu ovládacího solenoidu – poslední iterace

Důležitým údajem je také odchylka simulace od údajů z katalogového listu. Zkoumán byl úsek od 3 do 10 s, během kterých dochází k otevření rozváděče. Průměrná odchylka výsledku simulace a údajů z katalogového listu je 0,11 %. Nejvyšší odchylku zaznamenáváme v 4. vteřině a to 1,83 %. Odchylka je dostatečně malá, avšak je potřeba počítat s chybou již uvedenou v kapitole 5.4.2, pro dynamické přestavování šoupátka. U těchto dynamických simulací bude odchylka mnohem vyšší.



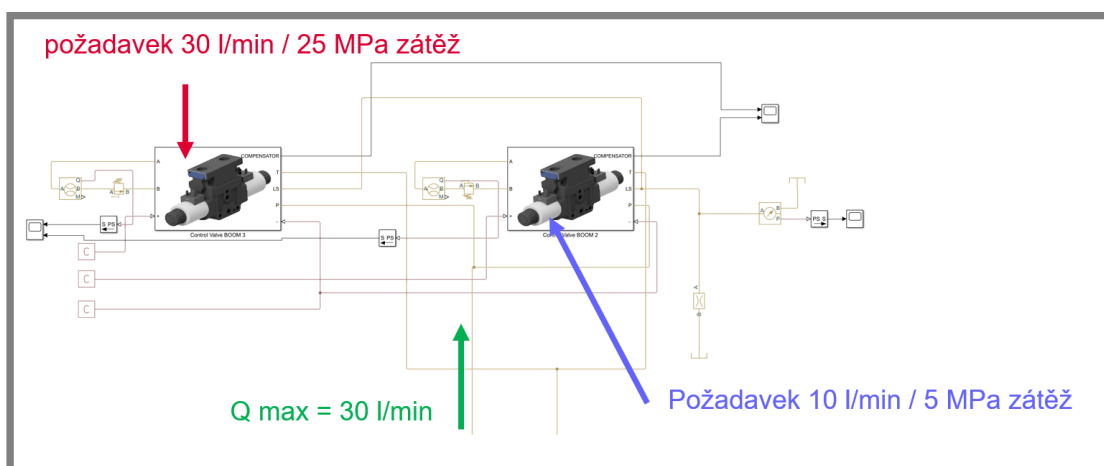
Graf 26 Odchylka simulovaných a změřených hodnot vyjádřena v (%)

5.4.4 Nastavení LUDV funkce modelu

Pro ověření LUDV funkce modelu byla simulovaná následující simulace s dvojicí rozváděčů. Dle závislosti průtoku na proudu protékajícího solenoidem byly na rozváděčích nastaveny hodnoty požadovaných průtoků. Zatěžování bylo provedeno přepouštěcími ventily, které umožní průtok rozváděčem až po dosažení nastavené hodnoty tlaku. Jako zdroj průtoku byl využit neregulační hydrogenerátor poháněn ideálním zdrojem otáček. Průtok dodávaný hydrogenerátorem do okruhu byl nastaven na konstantní hodnotu 30 l/min. Parametry simulace jsou uvedeny v tabulce níže.

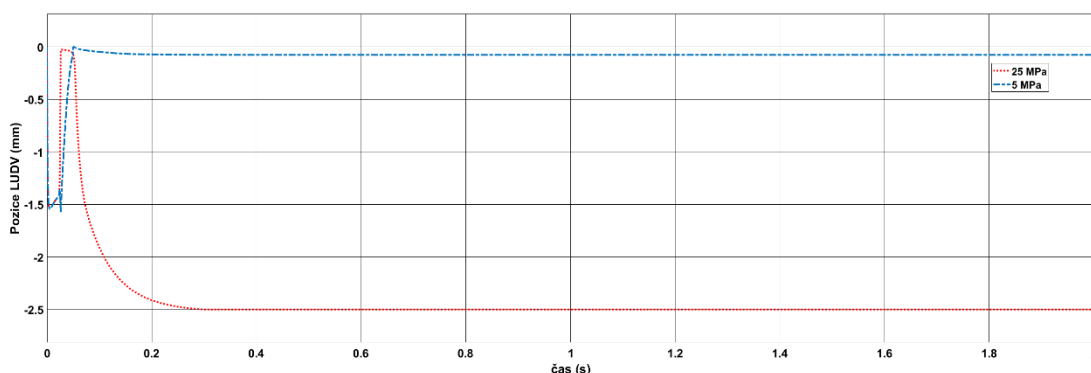
Tabulka 2 Parametry simulace

Parametr	Hodnota včetně jednotky
Ovládací signál 1	100 %
Ovládací signál 2	50 %
Tlak pro otevření pojistného ventilu 1	25 MPa
Tlak pro otevření pojistného ventilu 2	5 MPa
Teoretický průtok rozváděčem pro 50 % signálu	10 l/min
Teoretický průtok rozváděčem pro 100 % signálu	30 l/min

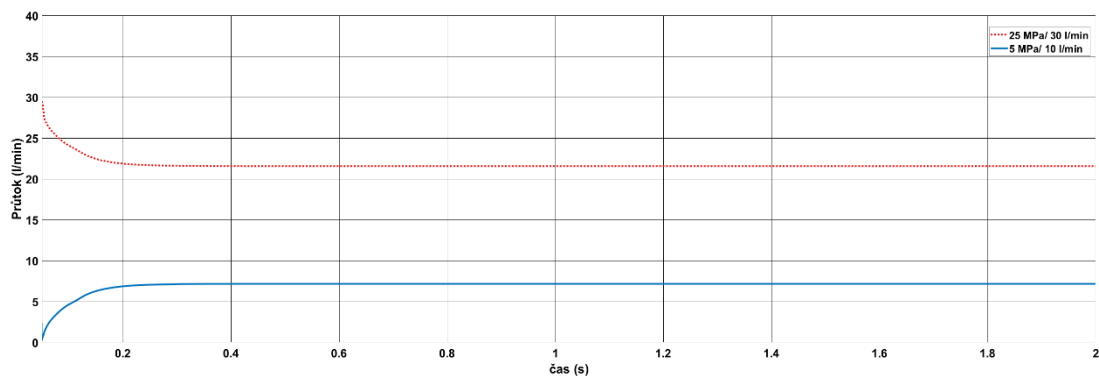


Obr. 55 Simulace LUDV funkce

Vyhodnocovanými parametry simulace byla pozice LUDV ventilu a průtok rozváděčem.



Graf 27 Graf závislosti pozice LUDV ventilu na čase



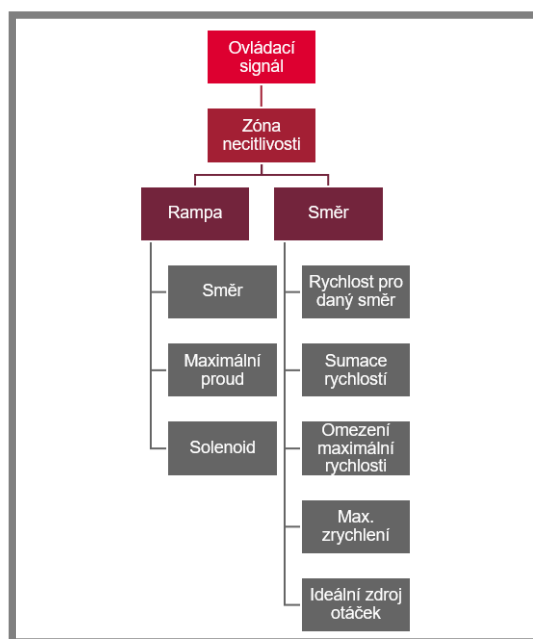
Graf 28 Graf závislosti průtoku rozváděčem na čase

Z grafu vyplývá, že u méně zatíženého rozváděče dochází k výraznému přiškrčení průtoku LUDV ventilem, tak aby nedošlo k přepuštění průtoku ventilem s nižším zatížením. U rozváděče s vyšším zatížením je LUDV ventil ve své maximální výchylce 2,5 mm a posílá tak tlakovou zpětnou vazbu LS signálem na druhý rozváděč. Z grafu průtoků vyplývá, že průtok 30 l/min se rozdělil na 21,6 l/min pro rozváděč se zatížením 25 MPa a 7,2 l/min pro rozváděč se zatížením 5 MPa. Ztráta průtoku 1,2 l/min je spotřebována LS signálem. Poměr teoretického a simulovaného průtoku v obou případech je 1:0,72. Simulovaný model je schopen nezávisle na zátěži přerozdělit průtok ve stejném poměru pro oba rozváděče.

5.4.5 Model softwaru a logiky řízení

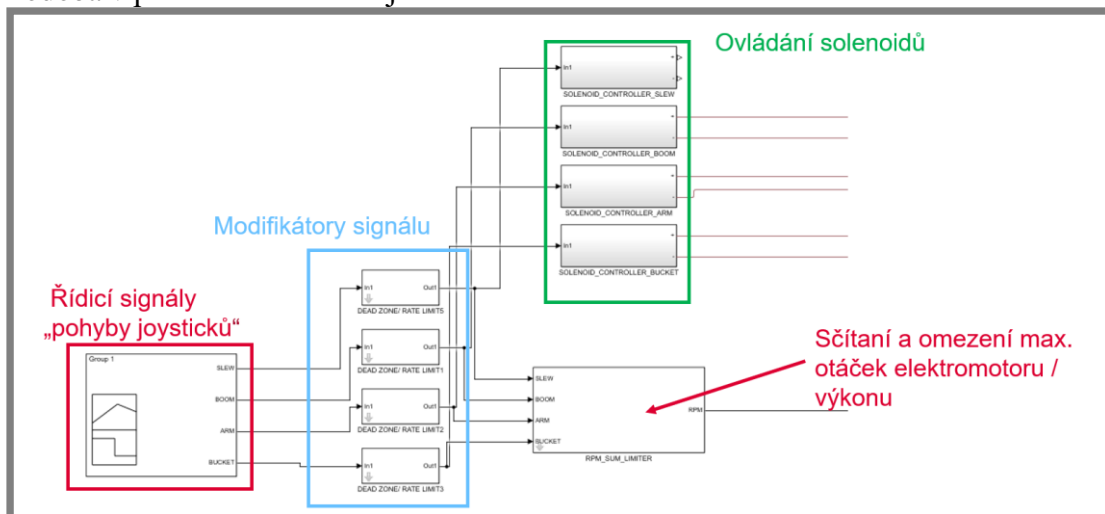
5.4.5

Nedílnou součástí simulačního modelu je také simulace logiky softwaru řídicí jednotky stroje. Model řízení je složen z prvků, které jsou schopné modifikovat ovládací signály (pohyby joysticků), omezovat výkon a otáčky elektromotoru tak aby nedocházelo k jeho přetížení, a také zaručují správnou orientaci otevírání rozváděčů. Pro zvýšení přehlednosti jsou všechny uvažované operace se signálem znázorněny na diagramu níže. Řídicí signál je modifikován a rozdělen do dvou větví (rozváděčové – končí solenoidem a pro hydrogenerátor – končí ideálním zdrojem otáček).



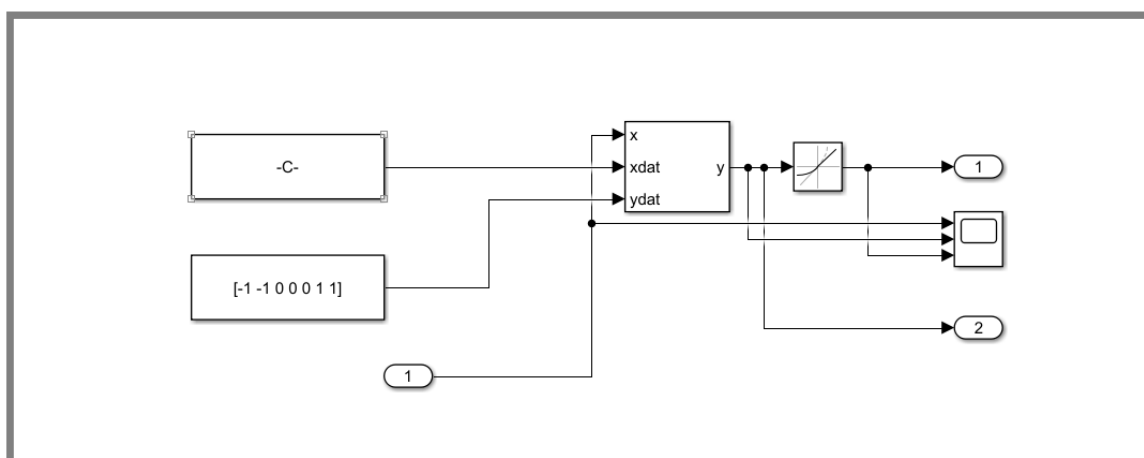
Obr. 56 Diagram operací s řídicím signálem – první iterace

Podoba v prostředí Simulunk je uvedena na obrázku níže.



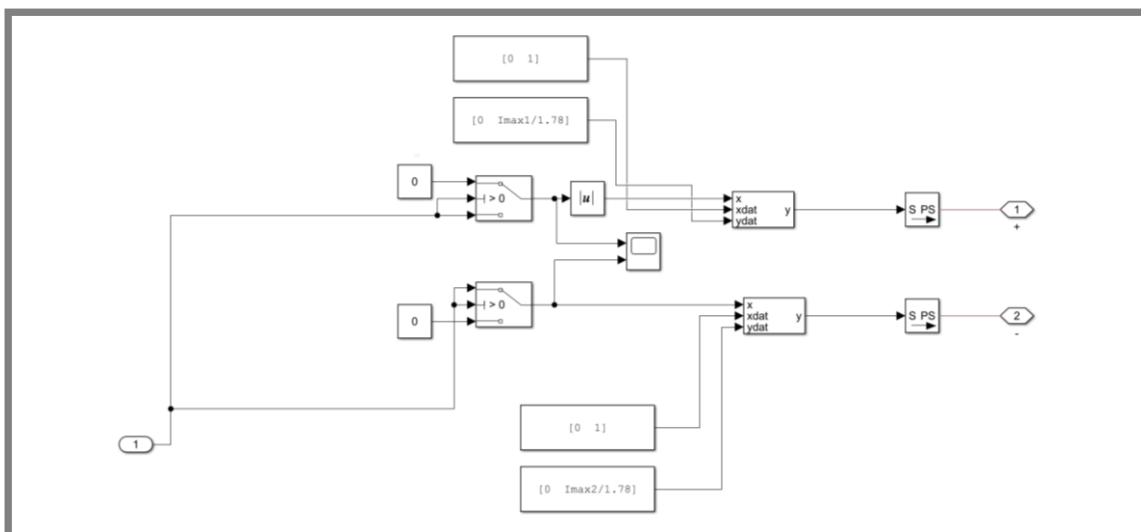
Obr. 57 Model softwaru řídicí jednotky

Modul modifikátorů signálu umožňuje nastavit pásmo necitlivosti joysticku a náběžné rampy signálu. Pásmo necitlivosti je možno nastavit v rozsahu 0 až 100 %. Hodnota náběžné rampy určuje, za kolik vteřin může signál dosáhnout své maximální hodnoty, pokud na vstupu bude skoková změna z 0 na 100 %. Rampa je nastavována pouze pro signál solenoidu (výstup 1). Tyto modifikace umožňuje realizovat na stroji upravený softwarový modul pro řízení ventilů Rexroth VAC.



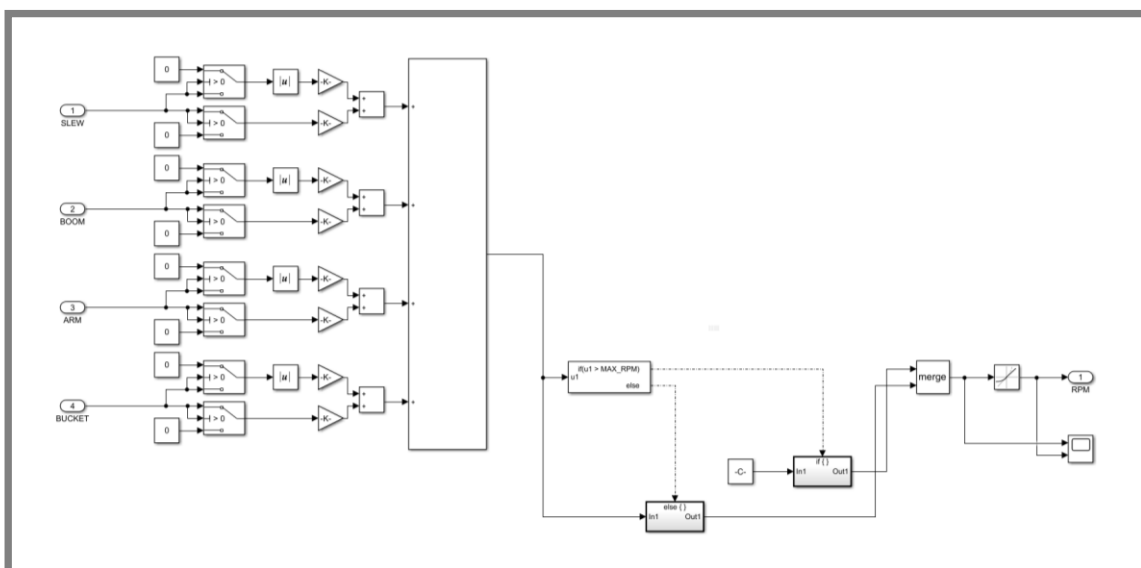
Obr. 58 Modul modifikace signálu

Modul ovládání solenoidů zajišťuje správný směr otevírání rozváděče. Jedná se o dvojici logických operátorů IF, které dle znaménka posílají signál dále na solenoid. U záporného signálu je nutno ještě použít funkci absolutní hodnoty, protože solenoidy vyžadují pouze kladné signály. Další funkcí je také nastavení maximálního povoleného proudu na solenoid. Nastavení maximálních proudů je velice důležité pro správnou činnost LUDV systému.



Obr. 59 Modul ovládání solenoidů

Posledním modulem je modul sumace požadovaných otáček a omezení maximálních otáček elektromotoru. Tento modul umožňuje nastavovat různé rychlosti pro každou funkci zvlášť. Také je možno nastavovat individuální rychlosti pro oba směry hydromotoru. Tyto požadavky rychlosti jsou poté sečteny, a pokud suma je vyšší, než maximální povolená rychlost je tato suma nahrazena maximální rychlostí.



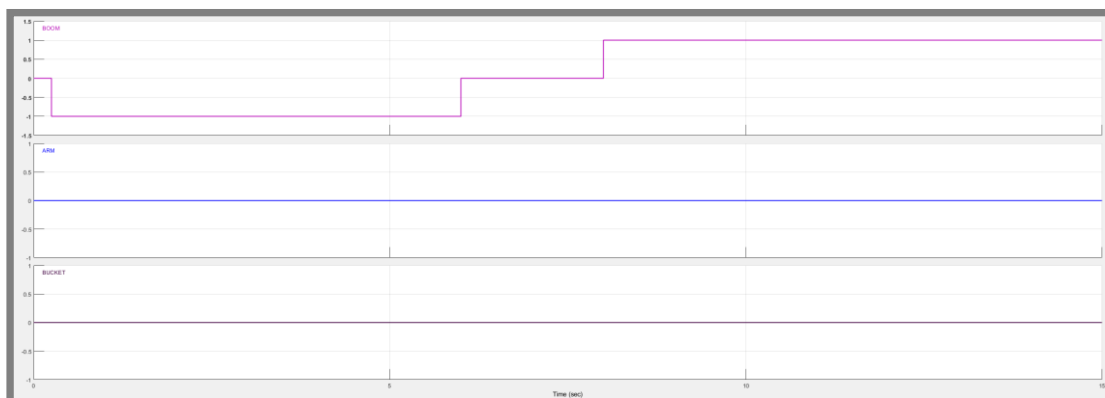
Obr. 60 Modul sčítání rychlostních požadavků

Pro zjednodušení simulačního modelu je elektromotor nahrazen ideálním zdrojem otáček, dynamika elektromotoru je v modelu zohledněna omezením maximálního zrychlení elektromotoru. Pro nastavení omezení maximálního výkonu je potřeba vhodně nastavit druhý parametr, a to regulační tlak regulačního hydrogenerátoru.

5.4.6 Průběhy ovládacích signálů pro simulace

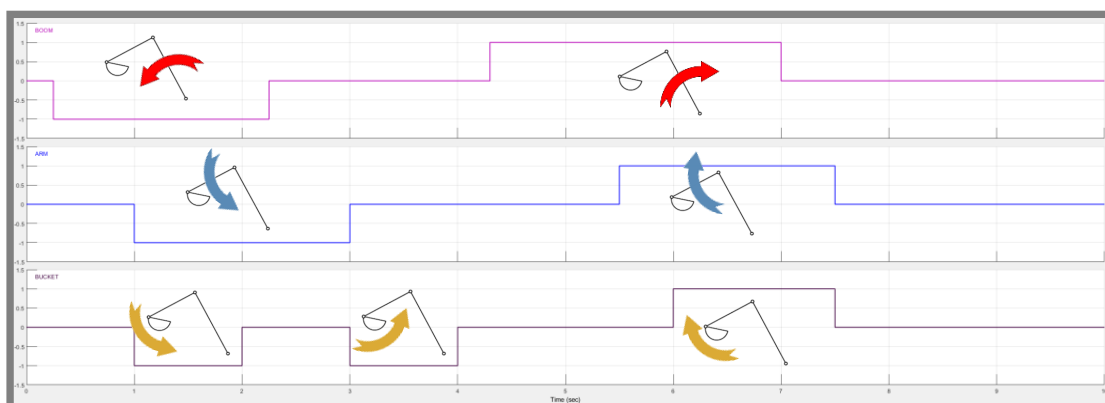
Pro nastavení rychlostí pro každou funkci zvlášť byla vytvořena sada ovládacích signálů. Pro každý spotřebič byl vytvořen signál se skokovou změnou na maximální hodnotu v jednom směru, v 6. vteřině dochází k uzavření rozváděče, k otevření

rozváděče v opačném směru dochází v 8. vteřině tato hodnota je poté nastavena až do konce 15 vteřinové simulace. Ostatní funkce nemají žádný signál.



Obr. 61 Průběh ovládacího signálu jednoho spotřebiče

Pro simulaci kopání byla sestavena sada signálů pro více spotřebičů. Tento průběh byl inspirován prací [30], která uvádí zidealizovaný výkopový cyklus. Cyklus byl také mírně upraven na základě měření provedených na původním stroji.



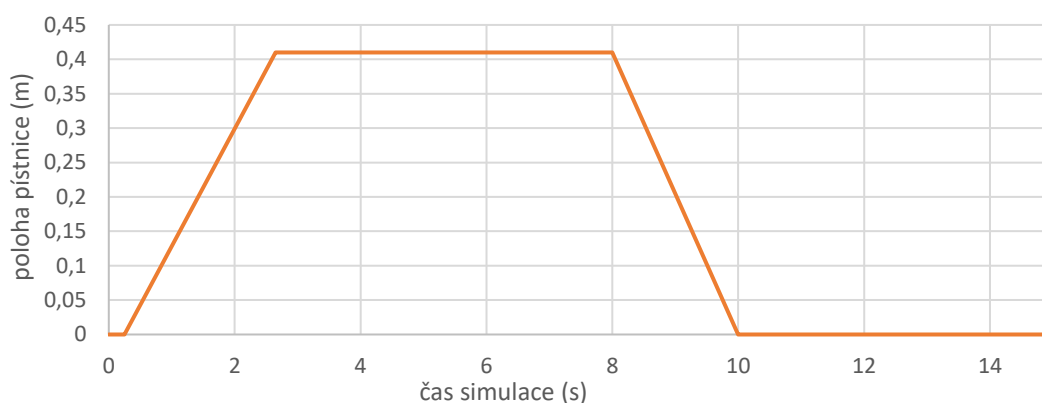
Obr. 62 Průběhy ovládacích signálů pro simulační model kopání

Na obrázku výše jsou viditelné jednotlivé pohyby podkopu. Prvním pohybem v čase 0,25 s je spuštění výložníku v 1 s také dochází k mírnému přitažení ramena ke kabině a mírnému zaklopení lžice tak aby zuby lžice směřovaly přibližně v horizontálním směru. V této kombinaci tří pohybů, jíž musí pracovat systém LUDV a také omezování maximálních otáček elektromotoru. Ve 2. vteřině dochází k ukončení pohybu hydromotoru lžice a k nabírání zeminy přitažením násady ke kabině. V tomto úseku dochází také ke spuštění výložníku. V čase 3 s dochází k utržení zeminy uzavřením lžice, na tuto akci navazuje zvedání výložníku. Když je výložník přibližně v polovině svého zdvihu, dochází také k posunu násady směrem od kabiny a poté vyklopení lžice. Tímto by měl být výložník vrácen do své původní polohy a připraven na další cyklus.

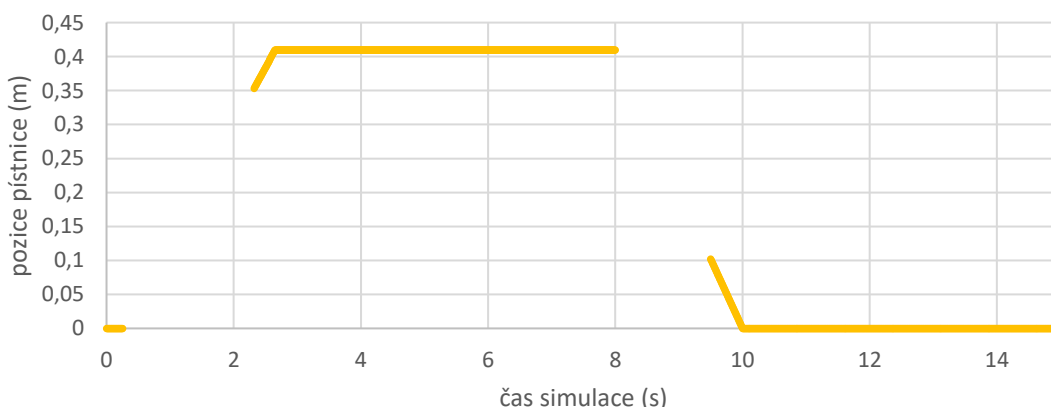
Pozn.: V tomto cyklu není uvažován pohyb otáčení kabiny, který by následoval při procesu zvedání výložníku.

5.4.7 Nastavení rychlostí přímočarých hydromotorů

Pro dosažení srovnatelných rychlostí jako na původním stroji bylo potřeba vhodně nastavit tyto parametry: rychlosti elektromotoru pro každý směr pohybu zvlášť a také maximální proud solenoidu pro správné fungování LUDV funkce. Správné nastavení těchto parametrů také zaručuje, že průtok nebude příliš škrcen na rozváděcích a nebude tak docházet k přehřívání hydraulického systému a zvýší se tak účinnost hydraulického systému. Pro tyto simulace byly využity průběhy pro jednotlivé hydromotory popsané v kapitole 5.4.6. Pro funkci odhadu parametrů byl vytvořen soubor teoretických průběhů pozice pístu hydromotoru v čase. Časy pohybů byly nastaveny dle údajů poskytnutých výrobcem stroje, viz kapitoly 5.1.1 až 0 pro 2500 RPM na původním spalovacím motoru. U těchto průběhů se vycházelo z konstantní rychlosti posuvu hydromotoru, tak jak tomu bylo na původním stroji. Po zkoušce odhadnout parametry s využitím celého průběhu se však ukázalo, že tento postup nevede ke správnému nastavení, protože algoritmus odhadu se snažil najít co nejmenší odchylku od průběhu posuvu, nikoli dodržet časy pohybů. Pro stroj, který nemá nastavené konstantní otáčky elektromotoru, byly okrajové podmínky definovat jiným způsobem. Proto byly soubory upraveny tak aby uváděly pouze závislost pozice hydromotoru v čase těsně před dosažením požadované koncové pozice. Na grafech níže uvádím oba příklady okrajových podmínek využitých pro simulaci.



Graf 29 Graf závislosti teoretické pozice pístnice násady v čase



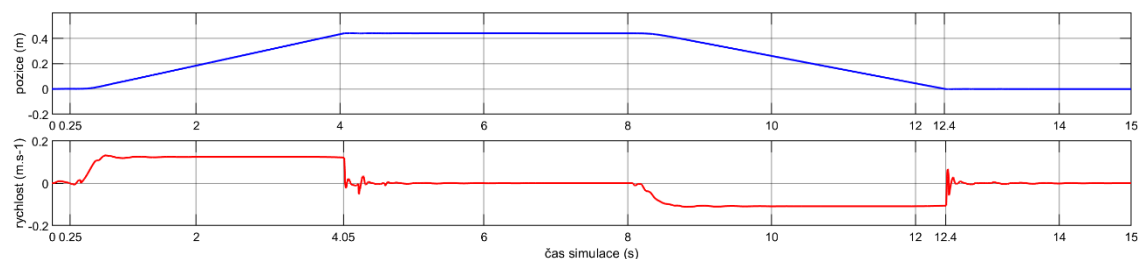
Graf 30 Graf závislosti pozice pístnice násady v čase – upravená varianta

Pomocí takto upravené varianty okrajových podmínek bylo možno získat následující hodnoty nastavení pro jednotlivé hydromotory podkopy:

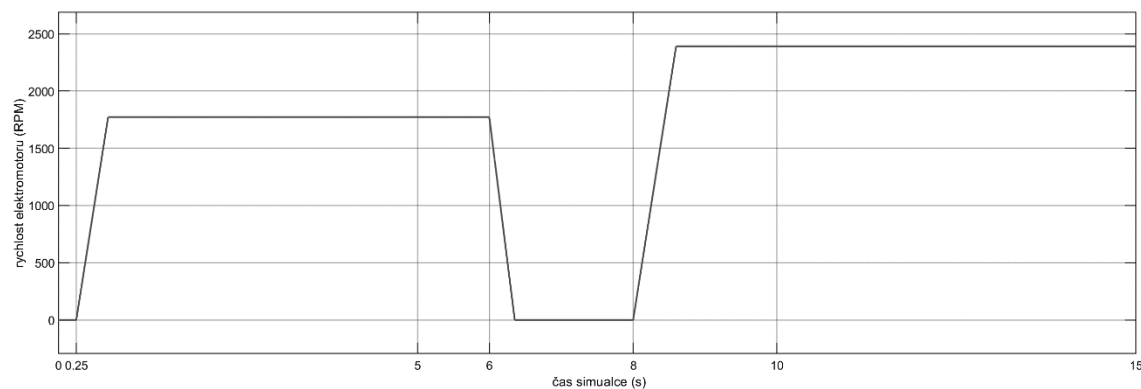
• VÝLOŽNÍK

Tabulka 3 Parametry pro hydromotor výložníku

Nastavovaný parametr	získaná hodnota parametru
Rychlost zvedání	2392 RPM
Rychlost spouštění	1772 RPM
Imax solenoidu pro zvedání	1,15 A
Imax solenoidu pro spouštění	1,04 A



Graf 31 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru výložníku v čase simulace

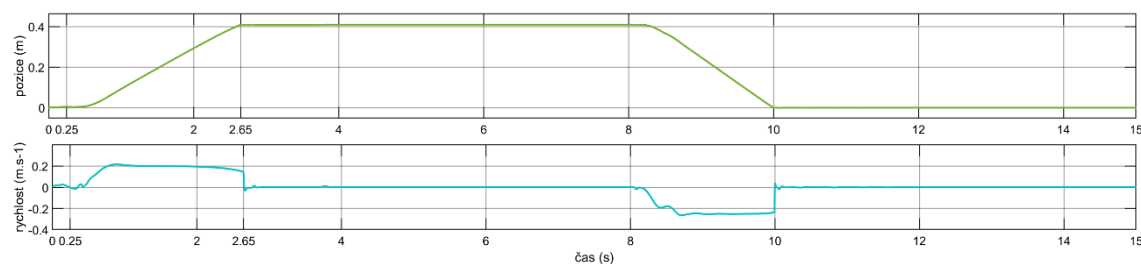


Graf 32 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace

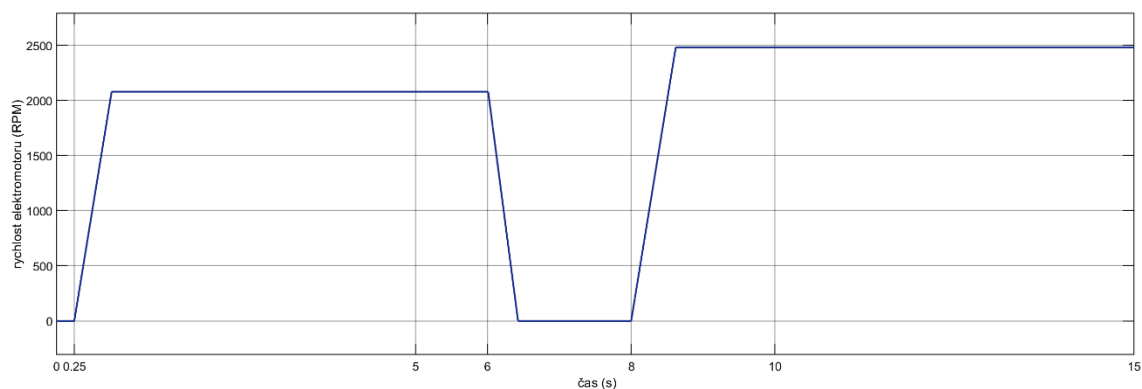
• NÁSADA

Tabulka 4 Parametry pro hydromotor násady

Nastavovaný parametr	získaná hodnota parametru
Rychlost k sobě	2079 RPM
Rychlost od sebe	2483 RPM
Imax solenoidu pro pohyb k sobě	0,94 A
Imax solenoidu pro pohyb od sebe	1,63 A



Graf 33 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru násady v čase simulace

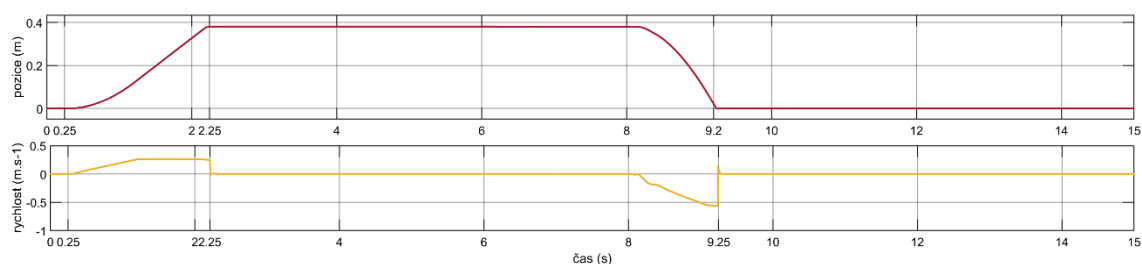


Graf 34 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace

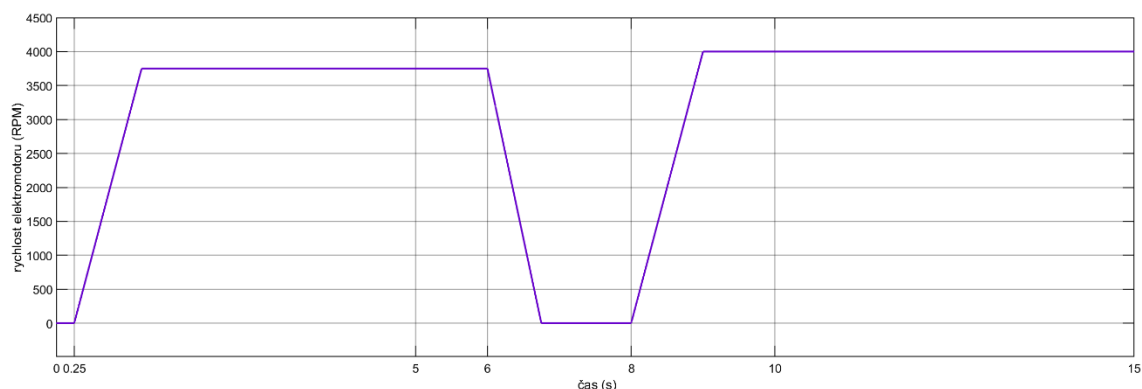
- LŽÍCE – BEZ PŘEDCHOZÍHO POHYBU**

Tabulka 5 Parametry pro hydromotor lžice – první varianta

Nastavovaný parametr	získaná hodnota parametru
Rychlost uzavření	3800 RPM
Rychlost vyklopení	4000 RPM
Imax solenoidu pro uzavření lžice	1,78 A
Imax solenoidu pro vyklopení lžice	1,78 A



Graf 35 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru lžice v čase simulace



Graf 36 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace

Při těchto simulacích byla rychlost elektromotoru na začátku vždy 0 RPM. Ukazuje se, že dosažení požadovaných časů na hydromotoru lžice už není možné z důvodů nedostatečného zrychlení elektromotoru z 0 RPM na požadované otáčky (maximální rychlost elektromotoru 4000 RPM). U jiných hydromotorů tento problém není až tak výrazný, protože tyto hydromotory nevyžadují až tak vysoké průtoky jako hydromotor lžice. Lžice vyžaduje vysoké průtoky hlavně z důvodů vyklepávání, které spočívá v rychlé změně směru pohybu hydromotoru a vzniku rázů. Tento uměle vyvolaný ráz

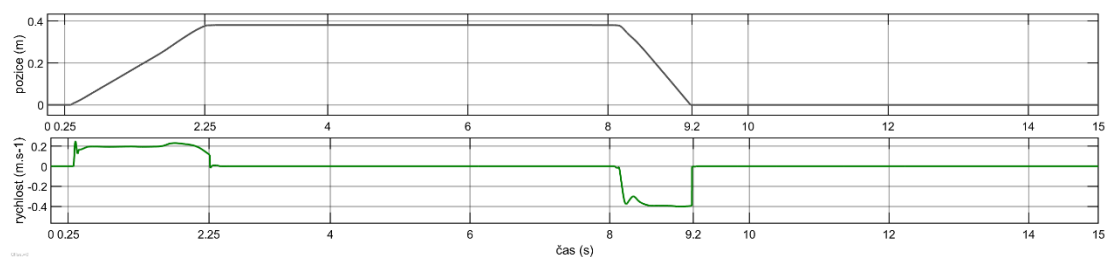
umožňuje uvolnění nalepené zeminy od lžíce. Nastavení parametrů pro hydromotor lžíce musí být, provedeno v jiném simulačním cyklu, kde elektromotor je již roztočen z důvodu použití jiných funkcí, například zvedání výložníku. Nastavení parametrů v tomto režimu zajišťuje, že hydromotor lžíce vždy bude mít správnou prioritu i v případě zafungování LUDV systému.

Byly testovány dvě konfigurace, s předcházejícím pohybem násady a výložníku. Požadavek na roztočení elektromotoru je zadán vždy o 0,25 s před požadavkem lžíce (v čase 0 s a 7,75 s). Jelikož jsou výsledky prakticky identické pro obě varianty, uvádím pouze jeden z výsledků. Z grafu vyplývá, že v tomto případě je dosaženo požadovaných rychlostí bez problému, z důvodu již roztočeného elektromotoru. Navíc maximální proud solenoidu nemusí být nastaven na maximální hodnotu (1,78 A).

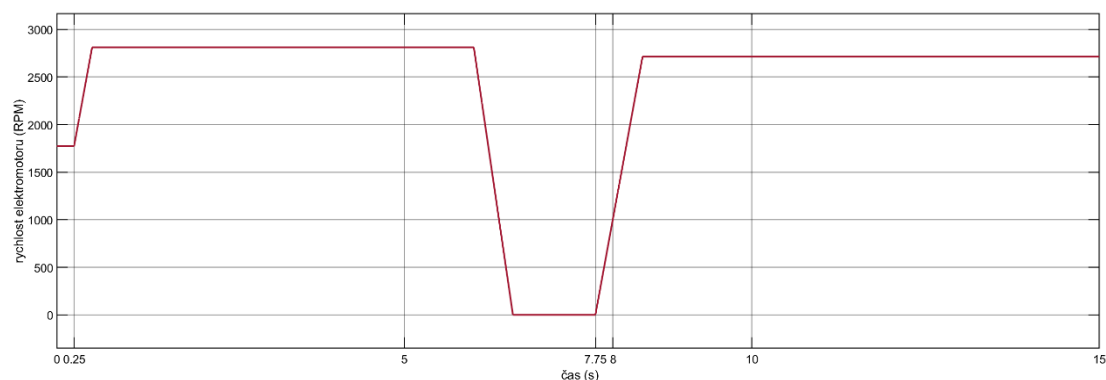
• LŽÍCE – S PŘEDCHOZÍM POHYBEM

Tabulka 6 Parametry pro hydromotor lžíce – druhá varianta

Nastavovaný parametr	získaná hodnota parametru
Rychlost uzavření	2812 RPM
Rychlost vyklopení	2715 RPM
Imax solenoidu pro uzavření lžíce	1,62 A
Imax solenoidu pro vyklopení lžíce	1,54 A



Graf 37 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru lžíce v čase simulace



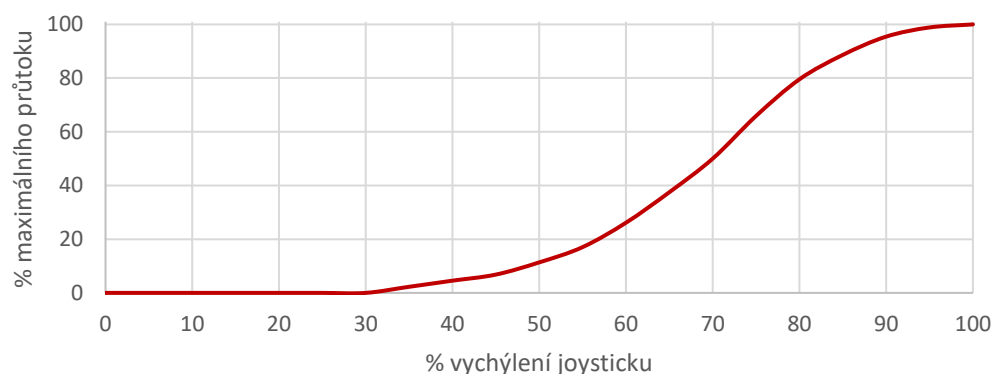
Graf 38 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace

Z důvodu kontroly synchronizace pohybu jsou důležité také časy kombinovaných pohybů. Pro kontrolu jsem zvolil dvě nejčastěji používané kombinace pohybů výložníku a násady. První kombinací je spuštění výložníku a vysunutí násady, druhý pohyb je přesně opačný (zvedání výložníku a přitážení násady).

kombinace pohybů	čas pohybu podle simulace
výložník ↓ násada →	4,45 s
výložník ↑ násada ←	8,43 s

5.4.8 Nastavení modifikací ovládacího signálu a zón necitlivosti joysticků

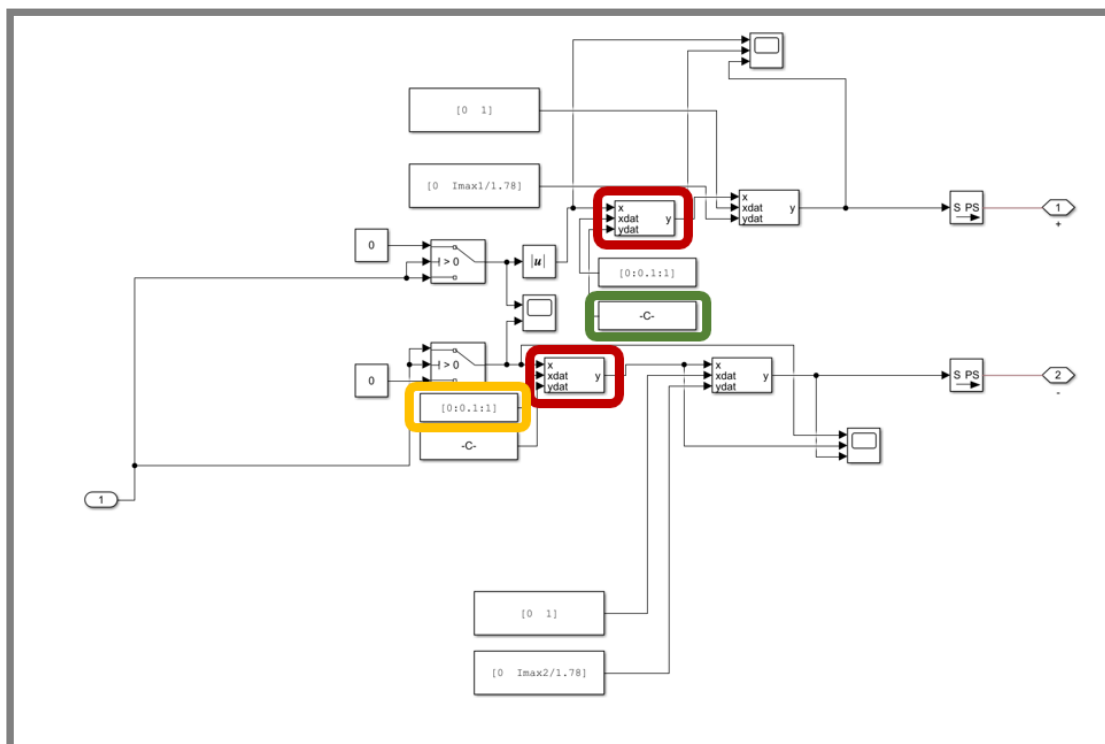
Pro účely nastavení ramp a zón necitlivosti vznikla ovládací křivka, která určuje závislost vychýlení joysticku na rychlosti hydromotorů. Tato křivka je inspirována závislosti průtoku rozváděčem na proudu solenoidu. Snahou je přiblížit se k této charakteristice, která zajišťuje jak precizní ovládání stroje pro nízké vychýlení joysticku, tak možnost vysokých rychlostí pohybu při maximálním vychýlení joysticku.



Graf 39 Křivka závislosti průtoku na vychýlení joysticku

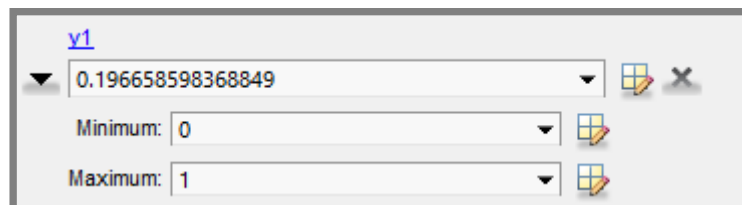
S využitím systému dynamické změny otáček je kvůli současné změně rychlosti elektromotoru a přestavení šoupátka velice obtížné získat parametry tak aby odpovídaly křivce závislosti průtoku na vychýlení joysticku. Musela by být využita složitější modifikace signálu, a to převod lineárního signálu na křivku. Tento zásah do softwaru je však časově náročný, ale i přes to uvádím alespoň jednu křivku, která by mohla být využita pro toto nastavení v budoucnu, pro parametry určené v kapitole 5.4.7. Níže je uveden postup získání této křivky.

Pro získání křivky pro ovládání solenoidu je velice důležité nastavit vhodné okrajové podmínky pro odhad parametrů a také je potřeba provést změny v simulačním modelu. Nejjednodušší úpravou simulačního modelu je zařadit do modulu „ovládání solenoidů“, dvojici XY tabulkových převodu (pro každý směr otevírání jiná křivka, na obrázku vyznačeno červeně). Ovládací křivka je zadaná deseti body (na obrázku vyznačeno žlutou barvou). Odhad parametrů má za cíl nalézt křivku ovládacího proudu (na obrázku vyznačeno zelenou barvou).



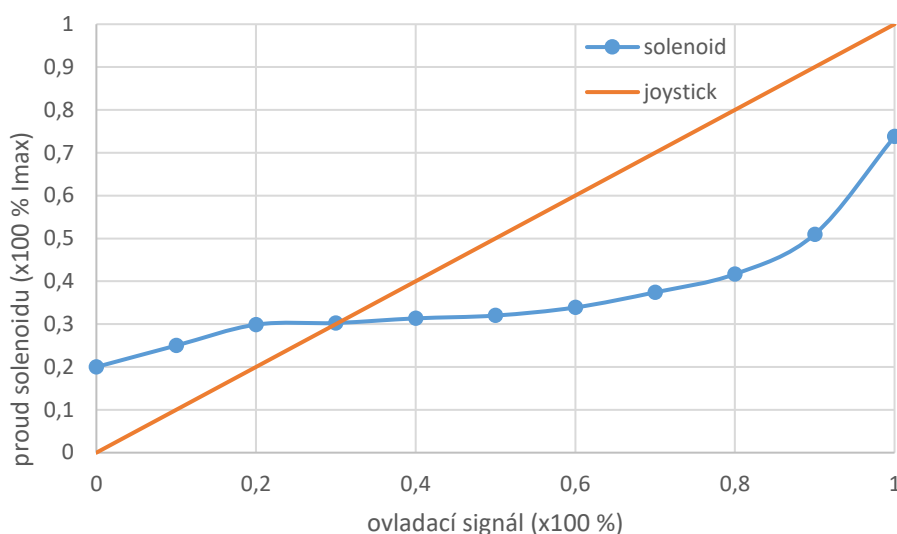
Obr. 63 Modifikovaný modul ovládní solenoidu

Pro zjednodušení je maximální proud solenoidu nastaven na maximální hodnotu a je proto určen přímo posledním bodem křivky (při 100 % signálu). Pro všechny hledané body je nastaven rozsah hledaných hodnot od 0 do 1. Průtok v simulaci je převeden na procenta požadovaného průtoku. Jako okrajová podmínka je využita křivka závislosti průtoku na vychýlení joysticku, viz graf 39.



Obr. 64 Nastavení okrajové podmínky parametru y1

Výsledná křivka dle simulace splňuje parametry určené křivkou závislosti průtoku na vychýlení. Výhodou tohoto postupu je získání maximálních hodnot proudu solenoidu (v tomto případě 74 % I_{max}) a také minimálních proudů (těsně pod 30 % I_{max}).



Graf 40 Ukázka převodu signálu z joysticku na ovládací křivku pro solenoid

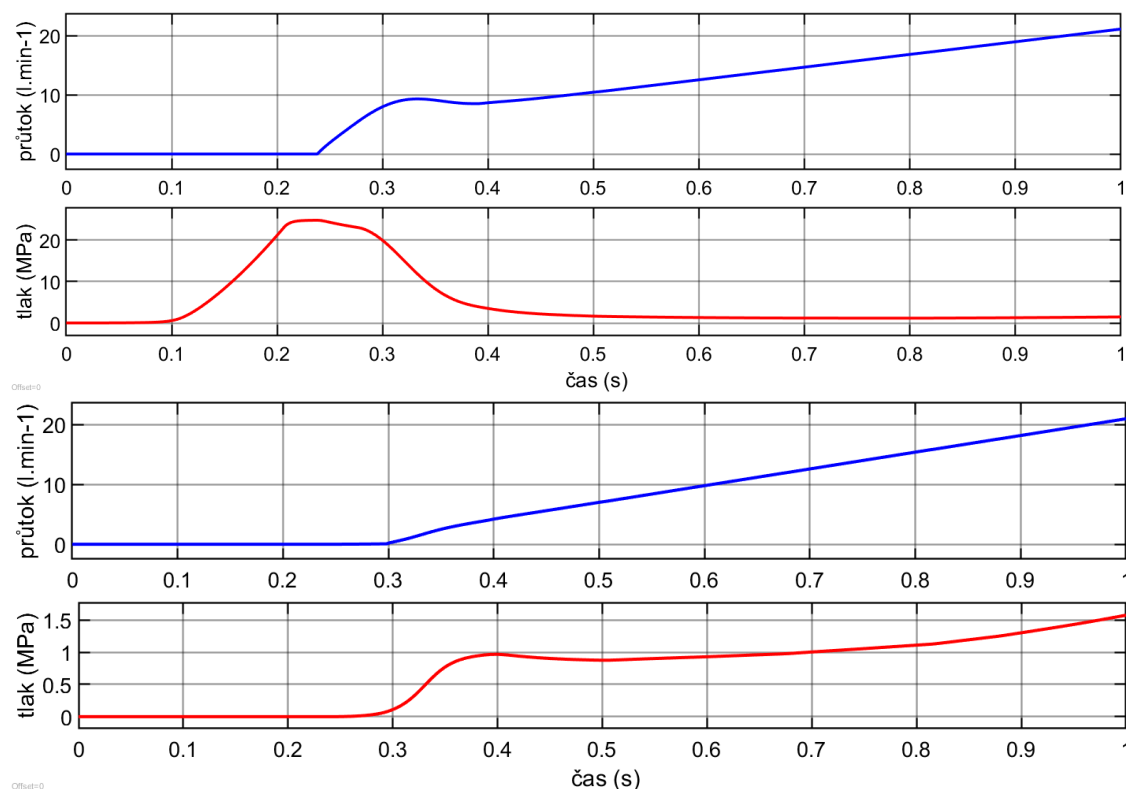
Pozn.: Při využití této křivky nastane problém s přesností nastavení průtoku na rozváděči, protože body definující křivku v oblasti 30 až 50 % mají minimální rozdíl!

- **Zóny necitlivosti**

Pokud budeme využívat pouze jedno nastavení zóny necitlivosti současně pro elektromotor a hydrauliku, dochází při nízkém vychýlení páky (pod 30 %) k rozběhu elektromotoru a zvýšení tlaku hydraulického okruhu. Rozváděč je při těchto nízkých vychýleních ještě pořád v uzavřené pozici, a jakmile se začne otevírat, dojde k prudkému poklesu tlaku na hodnotu odpovídající zátěži, ale také dojde k prudkému nárůstu průtoku. Tento jev je velice nežádáný, protože v oblasti přesné manipulace (do 45 % vychýlení joysticku) dochází k prudkému pohybu. Tento nepředvídatelný pohyb může způsobit škody. Proto je potřebné přidat do software ještě jednu zónu necitlivosti pro elektromotor (nedostatkem softwaru je absence nastavení zóny necitlivosti pro elektromotor).

Druhou možností je najít vhodné nastavení minimálního proudu solenoidu a tím posunout celou charakteristiku průtoku doleva. Z tohoto důvodu byla do modulu ovládání solenoidu přidána také možnost nastavovat minimálního proud na solenoid. Minimální proud na solenoid naskočí, jakmile je páka vychýlená mimo svou zónu necitlivosti. U použitých joysticků se vyskytuje již od výroby pro komunikaci CAN zóna necitlivosti na obě strany 8 % z rozsahu. Tento parametr je zohledněn v simulaci.

Na grafech níže můžeme vidět řešení problému na základě posunutí zóny necitlivosti elektromotoru (23 %) a nastavení vhodného minimálního proudu (365 mA). Možnost nastavovat oba parametry zároveň zaručuje nejlepší flexibilitu nastavení.



Graf 41 Závislosti tlaků a průtoků před a po rozdělení zón necitlivosti

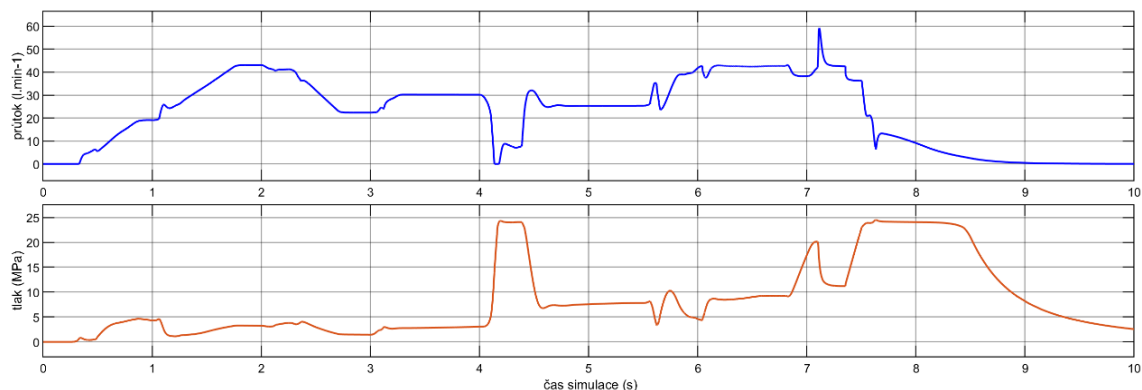
• Rampy

Po nastavení příliš vysoké rampy (0,3 s) dochází k pomalé reakci na pohyby joysticků, což ve srovnání s hydraulicky ovládanou variantou, která reaguje prakticky okamžitě, vytváří dojem, že stroj nereaguje na pohyby joysticků. Navíc u tohoto systému musíme také počítat s další prodlevou, která vzniká z důvodu dynamického nastavování otáček elektromotoru a jeho omezeného zrychlení. Proto u funkcí byly nastaveny rampy na hodnotu nezbytně nutnou (100 ms). Takto nastavené rampy nezvyšují zbytečně prodlevu systému, a navíc při zavírání rozváděče nedochází k výrazným rázům.

5.4.9 Simulace kopání

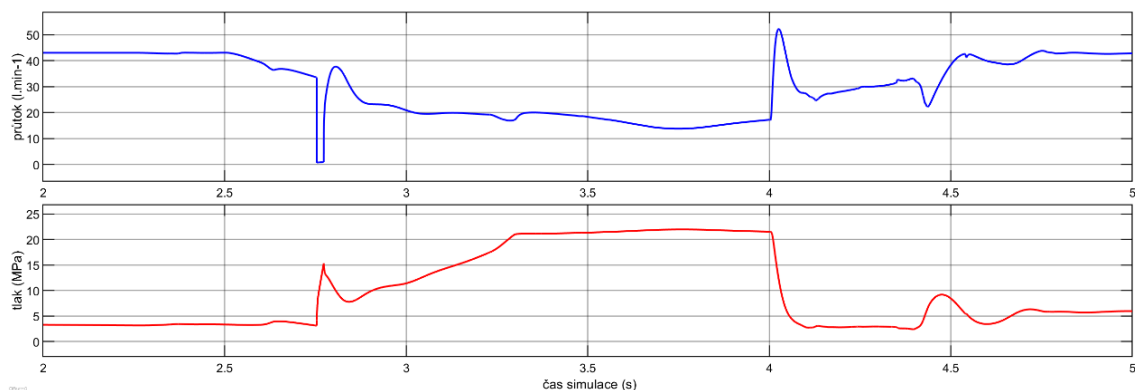
Simulace kopání dle cyklu stanoveného v kapitole 5.4.6, byla provedena na celkovém simulačním modelu. První varianta simulace byla provedena bez přidaného zatížení pro vizuální kontrolu pohybů. Rozšiřující simulace byly doplněny o zatížení lžice maximální rypnou silou 20 kN (pro otestování rypné síly lžice) a 10 kN (pro rypnou sílu přitažení násady). Pro simulace se zatížením byl upraven simulační cyklus tak, aby v čase, kdy na lžici působí vhodně orientovaná síla, zabíral pouze zkoumaný hydromotor. Průběhy těchto sil byly stanoveny odhadem a za předpokladu, že největší síly je dosaženo právě těsně před utržením zeminy v koncové fázi cyklu.

Pokud se jedná o simulaci bez přidaného zatížení, vidíme, že maximálních tlaků je dosaženo při dojezdu hydromotorů do své koncové polohy (až 24 MPa), zde také dojde ke snížení geometrického objemu čerpadla. Pokud je hydrogenerátor roztáčen ideálním zdrojem otáček, nedochází k žádným výrazným oscilacím průtoku, tato skutečnost způsobuje rozdílné chování simulací a experimentů.

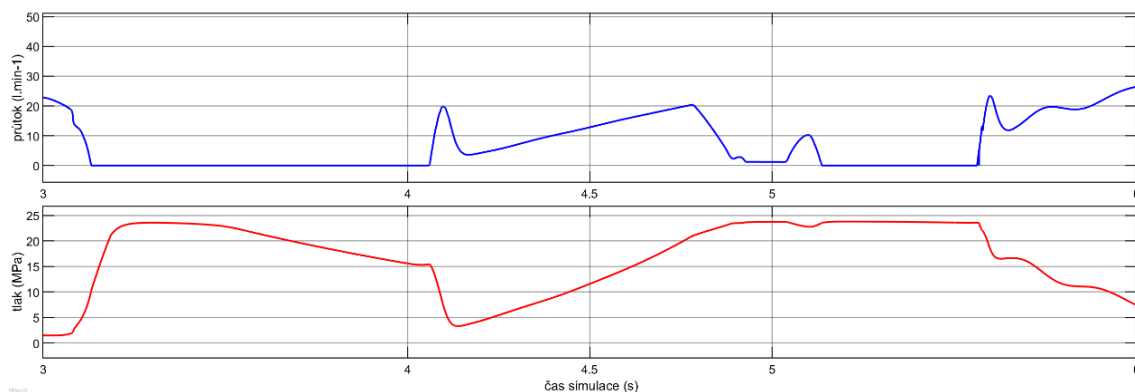


Graf 42 Simulace kopání bez přidaného zatížení

Pokud se jedná o simulace s maximální rypnou silou stroje, ukazuje se, že nastavení sekundárních přepouštěcích ventilů, pojistňovacích ventilů a nastavení omezení tlaku „D3“ tlakové regulace hydrogenerátoru umožňují dosáhnout těchto sil v obou případech. U simulace rypné síly násady je síla zadána v časovém úseku 3-4 s u lžíce je maximální síla aplikovaná v úseku 4-5 s. V případě reálného rypadla očekávám větší propad průtoku, protože dojde k zatížení elektromotoru ke hranici maximálního odebíraného výkonu z elektrického akumulátoru (10 kW). Používání stroje s takovým zatížením a bez poklesu rychlosti dlouhodobě bude mít za následek přehřátí střídače, nebo elektromotoru. Naštěstí střídač i baterie jsou vybaveny ochrannou elektronikou, která by v tomto extrémním případě uvedla stroj mimo provoz.



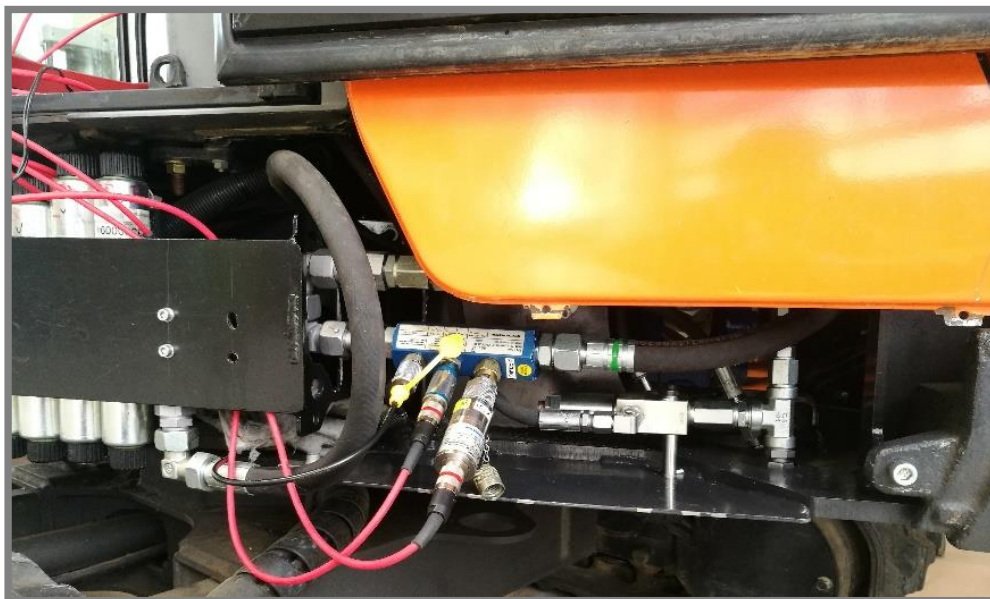
Graf 43 Simulace rypné síly-násada (10 kN)



Graf 44 Simulace rypné síly-lžíce (20 kN)

5.5 Verifikace plné verze simulačního modelu

Pro verifikaci simulace byly změřeny na rypadle následující veličiny: tlak a průtok za čerpadlem, otáčky elektromotoru, ovládací signály z joysticků a také byl pořízen video záznam, pro vizuální porovnání. Ovládací signály z joysticků byly poté použity jako vstup do simulace. Zbylá data slouží pro kontrolu. Jelikož toto měření probíhalo na dvou různých měřících instrumentech, bylo potřeba provést synchronizaci dat. Synchronizaci dat umožňuje společná veličina: hydraulický tlak, která je snímána jak řídicí jednotkou stroje RC28-14/30, tak soupravou pro měření hydraulických veličin Hydrotechnik ve stejném místě.



Obr. 65 Měřicí turbína průtokoměru Hydrotechnik se snímáči tlaku a teploty hydraulického oleje

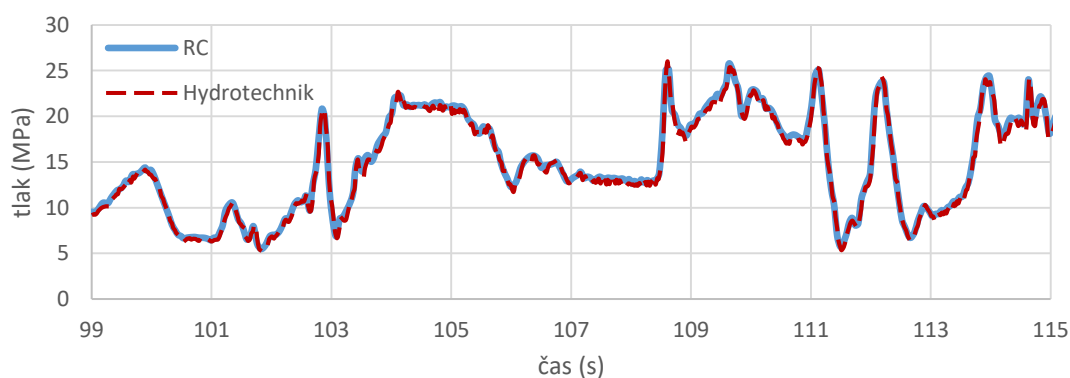
Experiment probíhal na soukromém pozemku společnosti Bosch Rexroth, kde byl prováděn výkop s 90 ° otočením kabiny a vysypáním lžice. Před provedením experimentů byly nastaveny parametry dle simulací. Rychlosti elektromotoru byly nastaveny na 75 % maximálních rychlostí stanovených v kapitole 5.4.7. Toto nastavení bylo stanoveno jako nominální pracovní rychlost, která bude využívána většinou operátorů.



Obr. 66 Experimentální ověřování nastavených parametrů

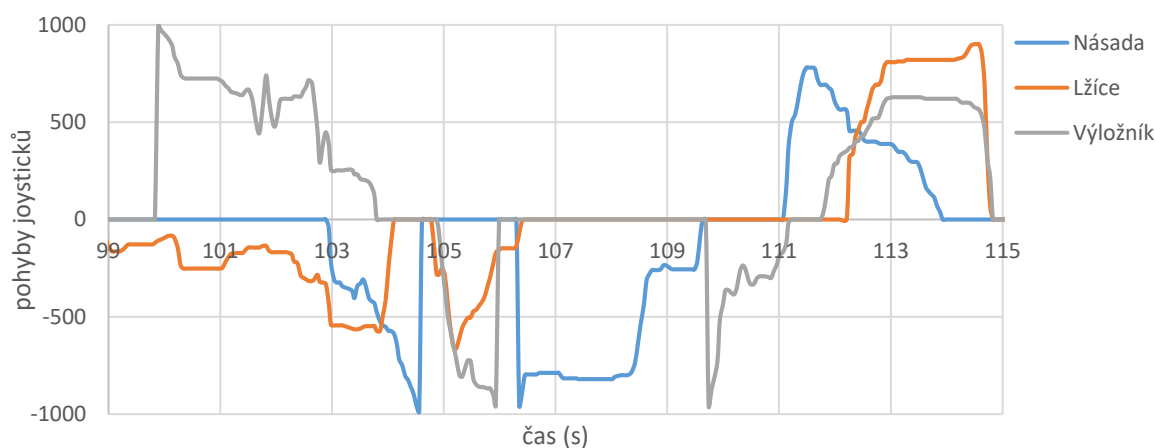
Po nastavení parametrů dle simulací se ihned ukázalo, že jeden z parametrů nebyl vhodně zvolen, konkrétně se jednalo o I_{max} solenoidu pro pohyb k sobě 0,94 A pro hydromotor násady. Pohyb po nastavení tohoto maximálního proudu byl velice pomalý, a rozváděč nebyl dostatečně otevřen. Proto byl maximální proud změněn na 1,5 A. Zbylé parametry vyhovovaly.

Po provedení měření byly data synchronizovány pomocí společné veličiny tlaku a byl vyhledán jeden pracovní cyklus, který nejlépe připomínal ideální variantu cyklu uvedenou v kapitole 5.4.6 a byl zaznamenán na videozáznam a jednotlivé fáze cyklu byly jednoduše rozpoznatelné.



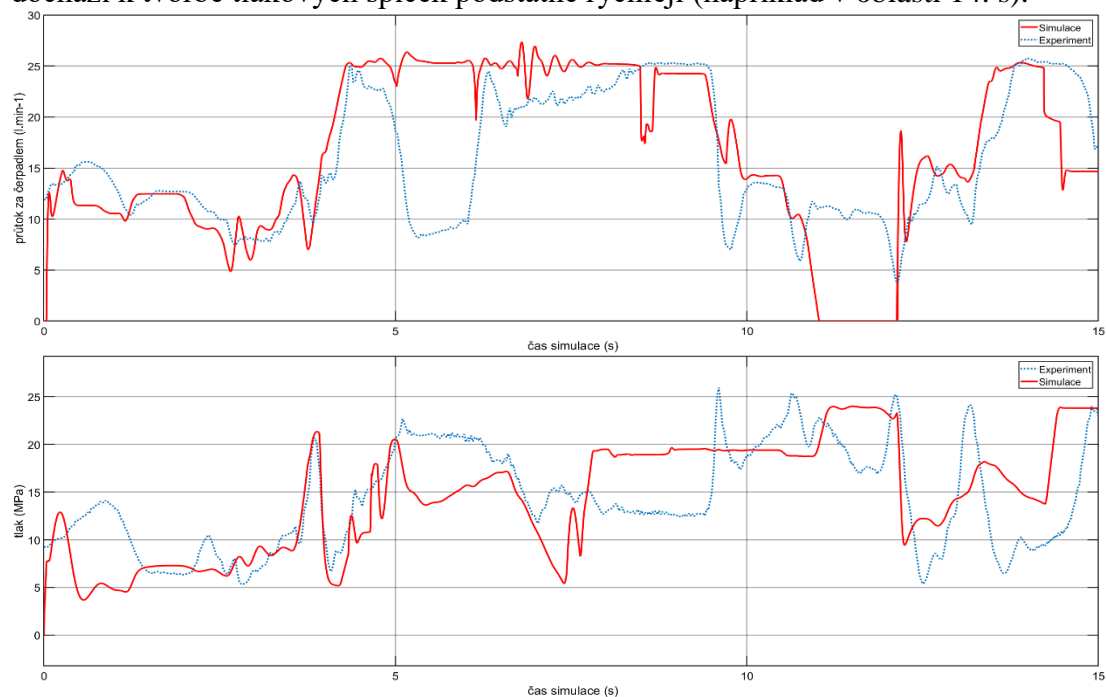
Graf 45 Synchronizace dat na základě společné veličiny

Zvolený cyklus byl poté upraven do podoby, která slouží jako vstup do simulace (stejně jednotky a směry, úprava časové osy, synchronizace dat....).



Graf 46 Zvolené ovládací signály (neupravená varianta)

Na základě výsledků ze simulace byly zjištěny následující rozdíly mezi modelem a reálným strojem. Nahrazením modelu elektromotoru ideálním zdrojem otáček nedochází k poklesu otáček při větším zatížení, proto v některých momentech dochází k tomu, že v simulaci je většina funkcí rychlejších než ve skutečnosti. Nedochází také k výrazným propadům průtoku v nejvíce tlakově zatížených momentech (například kolem 5. s), kdy začíná pracovat omezení výkonu odebíraného z akumulátoru 10 kW. Za povšimnutí stojí také výrazný rozdíl průtoků ve 12. vteřině, kdy dochází k otáčení kabiny. Tento pohyb byl ze simulace z důvodu zjednodušení vynechán. U tlaku můžeme pozorovat rozdíly hlavně v oblasti 10. vteřiny, tato odchylka je způsobena odchylkou nastavených parametrů tuhosti koncových poloh hydromotorů, hadic a jiných prvků. Obecně můžeme říct, že simulace je více tlumená než reálný stroj, kde dochází k tvorbě tlakových špiček podstatně rychleji (například v oblasti 14. s).



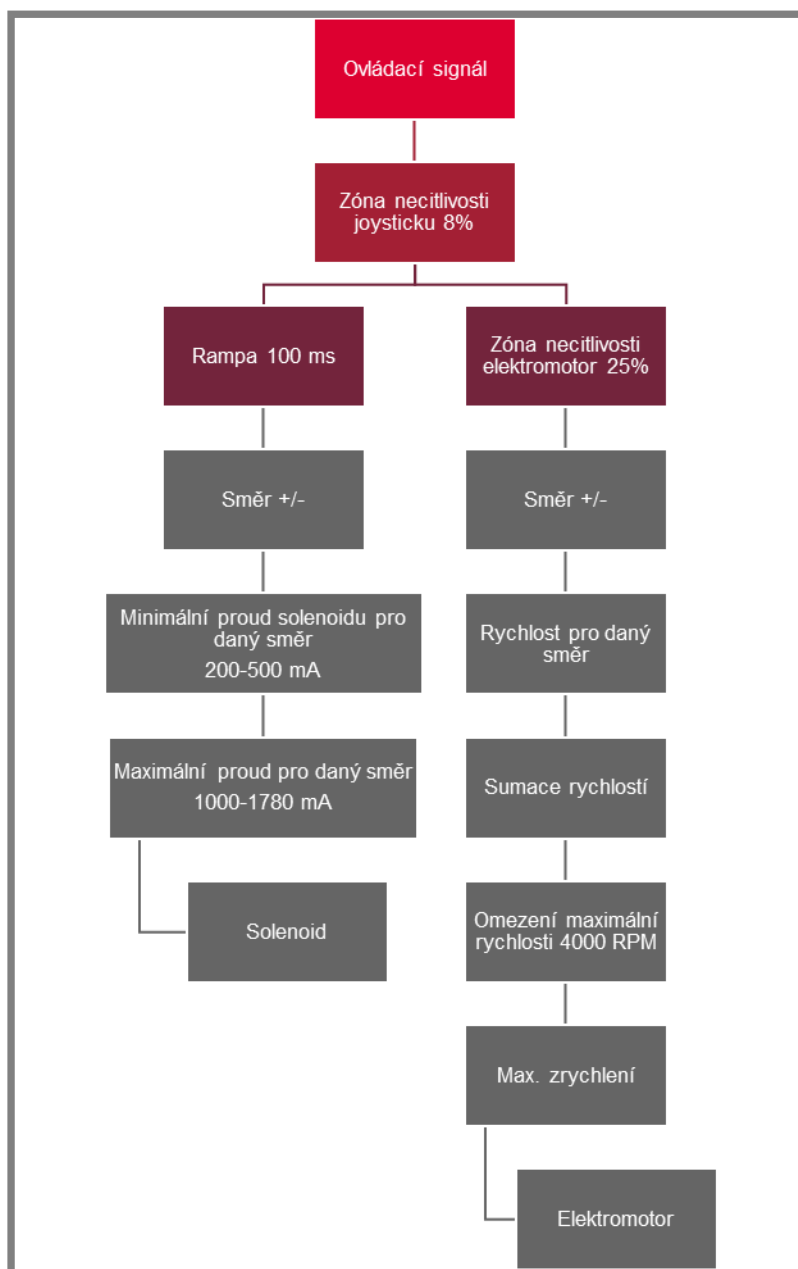
Byla také vyhodnocena odchylka simulovaných a změřených hodnot. Pro průtok platí, že v průběhu celé simulace se v průměru liší o 0,35 l.min⁻¹, největší odchylka nastává v čase 7,93 s, kde dochází k oscilaci a rozdílu až 27 l.min⁻¹. Tato událost je vyfiltrována

v grafech při převodu dat funkcí PS→Simulink. Větší odchylku vidíme také v oblasti otáčení kabiny (na úrovni $12 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$) a také v oblasti omezení výkonu čerpadla kolem 6. s, kde dochází ke snížení geometrického objemu čerpadla po dosažení maximálního odebíraného výkonu akumulátoru 10 kW. Tento způsob omezování výkonu není v simulaci zohledněn. Co se týče tlaku, rozdílná je koncová část simulace, kde dochází z důvodu vyšších rychlostí pohybů v simulaci k dřívějšímu nárůstu tlaku způsobeného nárazem pístnice hydromotoru lžice ve své koncové poloze. Průměrná chyba tlaku po dobu celé simulace je 2 MPa. Tato chyba bude způsobena nejspíše zanedbáním místních odporů, jako jsou šroubení, místní odpory způsobené ohnutím hadic, hydraulický filtr a chladič.

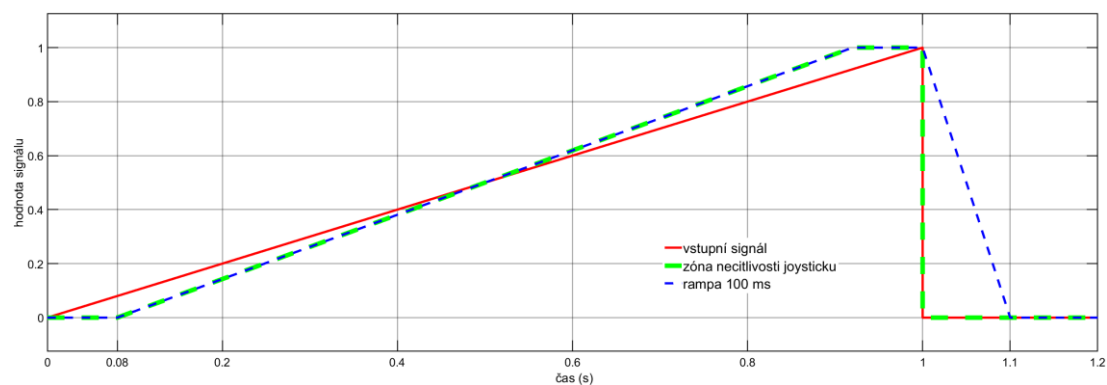
5.6 Navrhované změny v algoritmu softwaru na základě poznatků ze simulací

5.6

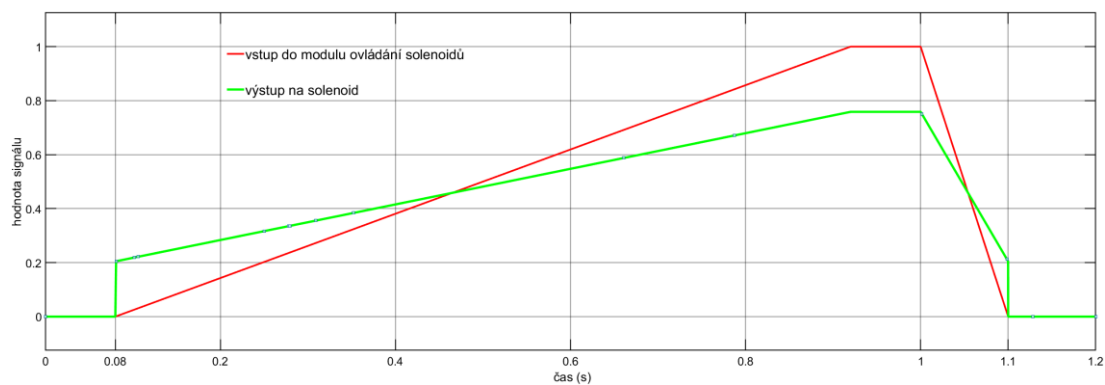
Níže uvádím schéma algoritmu softwaru, na grafech je zobrazeno postupně, jak se signál v každém kroku modifikuje. V ukázkové simulaci byl zvolen signál od 0 do 100 % (0-1) za čas 1 s. Maximální požadované otáčky byly zvoleny tak, aby záměrně ukazovaly vliv maximálního zrychlení „elektromotoru“ v simulaci. První modifikací signálu je již z výroby joysticku zóna necitlivosti kolem 8 %, dále neupravený signál přechází do bloku ovládání „elektromotoru“ a solenoidu. V bloku solenoidu je při prudkém uzavírání v čase 1 s použitá rampa 100 ms, které zbrání vzniku výrazného hydraulického rázu, viz graf 47. Takto upravený signál pokračuje do bloku ovládání solenoidu, kde na základě směru je puštěn do solenoidu minimální proud (365 mA, dochází tak k otevření rozváděče již při menším vychýlení joysticku než 30 %) dochází také k omezení maximálního proudu na solenoid (přibližně 75 % I_{max}), viz graf 48. Současně také probíhají modifikace signálu pro elektromotor, zde dochází k použití zóny necitlivosti 25 % a poté na základě směru pohybu k volbě rychlosti pro tento směr, viz graf 49. Pokud by požadavků bylo více, došlo by k jejich sumaci. Omezení maximální rychlosti je nastaveno na 4000 RPM. Signál je poté modifikován na základě maximálního zrychlení (toto nastavení je pouze v simulaci, aby došlo k zohlednění dynamiky elektromotoru).



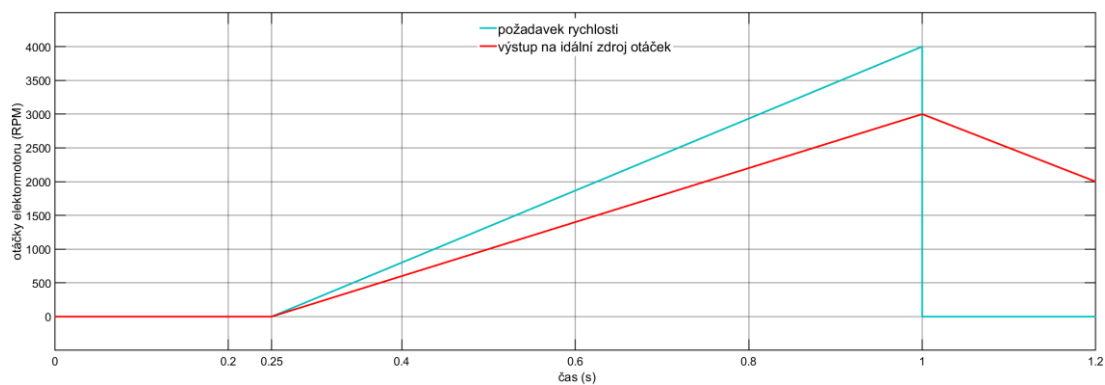
Obr. 67 Postup modifikací ovládacího signálu



Graf 47 Modifikace zónou necitlivosti joysticku a také rampou při prudkém uzavření rozváděče po 1 vteřině



Graf 48 Modifikace ovládacího signálu solenoidu I_{min} a I_{max}



Graf 49 Zóna necitlivosti elektromotoru a také omezené zrychlení „elektromotoru“

Výše navržený postup umožňuje nastavit stroj podle představ operátora/ zákazníka.

6. DISKUZE

V rámci řešení diplomové práce byla provedena komplexní analýza původního řešení kompaktního rypadla Bobcat E19, na základě které byly určeny hlavní parametry rypadla. Přestavba na bezemisní variantu přinesla mnoho komplikací a výzev hlavně v oblasti hydrauliky, kde LUDV systém musí přerozdělovat dostupný hydraulický výkon na rozdíl od hydrogenerátoru, který přerozděloval výkon na původním stroji.

Po volbě dostupných rozváděčů pro nový stroj bylo potřeba vytvořit detailní simulační modely. Důležité bylo, aby modely měly funkci přerozdělování průtoku nezávisle na zatížení (LUDV systém). Modely rozváděčů byly vytvořeny pomocí dílčích komponent, což zajistilo vysokou přesnost (největší odchylka kolem 2 %, průměrná pod 0,2 %) simulačních modelů rozváděčů za cenu větší složitosti a prodloužení výpočetních časů, což ovlivnilo hlavně úlohy, kde bylo potřeba použít odhad parametrů. Jako okrajové podmínky pro odhad parametrů sloužily především data naměřená na zkušební stolici ve společnosti Bosch Rexroth, a také katalogové listy jednotlivých prvků. Důležitým prvkem bylo také vytvořit multibody model podkupu a ověřit hmotnost a polohy těžišť jednotlivých komponent. Ukázalo se, že zjednodušené modely měly dostatečnou přesnost polohy těžišť a hmotnost byla přibližně o 10 % nižší, proto byla manuálně změněna v prostředí Simulink. Mnoho neznámých parametrů hydraulického okruhu bylo v oblasti třecích odporů, tuhosti a tlumení koncových poloh přímočarých hydromotorů, tuhosti hadic a jejich přesné délky. Tyto neznámé parametry byly stanoveny na základě podobných modelů, měření provedených na původní variantě stroje, katalogových listů podobných výrobku nebo odhadem parametrů. Zpřesnění všech parametrů například měření by bylo velice časově náročné, ale mohlo by to v budoucnu pomoci tento simulační model zpřesnit.

Důležitým prvkem simulací je také způsob ovládání rozváděčů a elektromotoru (software řídicí jednoty). Logická část řízení byla inspirována softwarem VAC (dostupný pouze pro starší řídicí jednotky), který umožňoval nastavovat nezbytné parametry ovládání solenoidů rozváděče. U softwaru bylo potřeba zohlednit průběžné nastavování otáček elektromotoru na základě pohybů joysticků. Původní představa řešení řízení se však ukázala jako příliš jednoduchá a neumožňovala nastavení všech potřebných parametrů, s přibývajícími parametry se zvyšovala celková složitost algoritmu řízení.

Výsledkem této práce je logika řízení stroje, která umožňuje nastavit přesné nastavení průtoku kapaliny do systému, pro každou stranu hydromotoru zvlášť. Software ve finální podobě umožňuje nastavení zóny necitlivosti elektromotoru/ hydrogenerátoru. Pro rozváděče je nutné také nastavit rampy pouze na hodnotu nezbytně nutnou, aby nedocházelo k prodloužení prodlevy. Takto široké možnosti nastavení umožňují přizpůsobit stroj dle preferencí operátora. Pro zvýšení citlivosti ovládání, doporučuji využít převodu proporcionálního výstupu z joysticků na ovládací křivku solenoidu. Tímto způsobem dojde ke zpřesnění ovládání stroje. Pro určení těchto křivek mohou být využité modely rozváděče. V diplomové práci je uvedena metodika určení těchto křivek.

Co se týče modifikací signálu, doporučuji na základě simulací a zkušenosti s tímto rypadlem přidat do softwaru nastavení zóny necitlivosti pro elektromotor, protože při

pohybu joystickem dochází ihned k roztočení elektromotoru, i když je rozváděč stále uzavřen, tím se v systému zvýší tlak a při otevření rozváděče dochází k uvolnění této energie formou zvýšeného průtoku v oblasti, kdy od stroje požadujeme přesnou manipulaci. Hodnotu této mrtvé zóny navrhuji nastavit například na 23 % a minimální proud na solenoid 365 mA. Navrhuji také rozdělení rychlostí pro každý směr hydromotoru z důvodu rozdílných objemů pracovních prostorů hydromotoru. Rampy navrhuji nastavit na minimální hodnotu a to 100 ms, stroj má s tímto nastavením dobrou odezvu a nedochází již k rázům hlavně při uzavírání rozváděče.

Nastavení parametrů softwaru na základě simulací bylo úspěšně vyzkoušeno při verifikačních testech. Při následujících aktualizacích softwaru by mělo dojít také k přidání dalších nastavení, například zóny necitlivosti pro elektromotor a později také k převodu přímkového výstupu z joysticku na ovládací křivku solenoidu. Po těchto aktualizacích a po zpětné vazbě od jiných operátorů mohou být simulační modely využity pro nalezení dalších vhodných parametrů.

Na základě simulací bylo ověřeno zachování maximální rypné síly stroje a také byly verifikovány parametry nastavení maximálních ovládacích proudů solenoidů, kde se ukázalo, že všechny parametry jsou vhodné až na maximální proud solenoidu pro přitažení násady. U tohoto parametru pravděpodobně vznikla chyba z důvodu zanedbání pasivních odporů hadice, nebo hydromotoru. Proto tento maximální proud byl navýšen na 1,5 A. Priorita funkcí s ověřovaným nastavením se ukázala jako funkční. V tomto nastavení má nejvyšší prioritu lžíce, poté násada a až jako poslední výložník. Ukázalo se také, že s těmito parametry pracuje LUDV systém dobře a nedochází k zastavování hydromotorů, což značně zlepšuje plynulost pohybů.

Ve zmodernizované verzi stroje se počítá s možností upravovat rychlost rypadla za chodu stroje například na 75 % maximálních rychlostí pomocí rotačního tlačítka na displeji. Pro tuto funkci by musela do budoucna vzniknout mapa parametrů na základě simulací, nebo alespoň 3 optimalizované pracovní profily například:

- „ECO“ (50 % původních rychlostí),
- „Normal“ (75 % původních rychlostí)
- „Performance“ (100 % maximálních rychlostí – na tyto parametry je stroj nastaven pomocí simulací teď).

7. ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá řízením kompaktního rypadla Bobcat E19, které bylo upraveno na bezemisní variantu výměnou spalovacího motoru za elektrický PMSM motor. Jako zdroj energie slouží pro tento stroj elektrický akumulátor.

Pro dosažení cílů diplomové práce bylo potřeba provést komplexní analýzu původního řešení, jelikož parametry stroje měly zůstat zachovány.

Na základě provedené analýzy byla odzkoušena metodika stanovení neznámých parametrů a byly vytvořeny zjednodušené simulační modely zachovaných komponent hydraulického systému, zejména přímočarých hydromotorů. Nejdůležitější funkcí rypadla je kopání, proto jsem se dále rozhodl věnovat této problematice podrobněji. Pro zjednodušení a vizuální kontrolu simulace byl vytvořen zjednodušený 3D model podkopu v softwaru Autodesk Inventor a následně převeden do prostředí Simulink. Model byl poté na základě informací od výrobce upraven, aby hmotnosti a polohy těžišť jednotlivých částí odpovídaly reálnému stroji.

Pro nový stroj byl zvolen nový hydraulický systém LUDV, který rozděluje dostupný průtok nezávisle na zatížení hydromotorů. Tento systém je náchylný k oscilacím proto bylo potřeba vytvořit detailní modely LUDV rozváděčů, které zahrnují také škrtící ventil se stabilizací s funkcí přerozdělování průtoku. Pro ovládání těchto rozváděčů byl vymodelován také model solenoidu. Parametry solenoidu byly určeny na základě dynamických zkoušek rozváděče. Parametry rozváděče byly stanoveny na základě závislosti průtoku na proudu solenoidu.

Důraz byl kladen také na logiku řízení, kde jako inspirace sloužil software Rexroth VAC, který umožňuje nastavení základních parametrů ovládání solenoidu. Pro řízení elektromotoru byla využita koncepce sčítání požadované rychlosti až do hodnoty maximálních otáček. V průběhu experimentů a simulací se však ukázalo, že takto zjednodušené možnosti nastavení nejsou dostatečné a je potřeba je rozšířit. Proto byly například rozděleny rychlosti a maximální proudy solenoidů pro každý směr pohybu hydromotoru. Byla také navržena ovládací křivka stroje. Bohužel se ukázalo, že při současně změně otáček a přestavení šoupátka nelze dosáhnout žádané charakteristiky průtoku. Pro dosažení těchto charakteristik by musel být použit převod signálu z přímkového na křivkový.

Navržené parametry byly otestovány na stroji. Při testech se ukázalo, že bylo nutné jeden z parametrů upravit. Pokud se jedná o srovnání experimentů a simulace ukazuje se, že pro přesnější simulaci by bylo potřeba využít model elektromotoru, včetně modelu střídače a jeho řízení, protože u reálného stroje dochází k poklesu otáček vlivem zatížení. Vizuálně se simulace shoduje s natočeným videozáznamem. Srovnání průběhu průtoku v čase se prakticky shodují až na momenty, ve kterých pracuje výkonové omezení stroje, které není zahrnuto v simulaci. Pro zpřesnění modelu navrhuji se zaměřit na pasivní odpory hydromotorů, hydraulických hadic, šroubení a také na parametry tuhosti a tlumení v systému, například v koncových pozicích hydromotorů.

Během řešení DP tyto simulace pomohly predikovat některé nepříznivé jevy v hydraulickém okruhu a chyby v softwaru řídicí jednotky a také pomohly tyto jevy eliminovat vhodným nastavením parametrů nebo jiným způsobem řízení. Tento přístup modelování je vhodný také pro návrh jiných strojů s LUDV systémem. Vytvořené simulační modely budou použity také v budoucnu pro získání vhodných parametrů, kdy software bude postupně aktualizován na základě zpětné vazby od operátorů a také na základě analýzy konkurenčních řešení bezemisních kompaktních rypadel. V současnosti tento stroj nemá žádného přímého konkurenta, který by měl podobný systém řízení.

Cíle diplomové práce byly splněny.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] AHN, Kyoungkwan, U. PINSOPON, C. CHEN, A. EGELJA a S. ANWAR. Development of Force Reflecting Joystick for Hydraulic Excavator. In: *JSME International Journal Series C*. 2004, **47**(3), s. 858-863. DOI: 10.1299/jsmec.47.858. ISSN 1344-7653. Dostupné také z: <http://joi.jlc.jst.go.jp/JST.JSTAGE/jsmec/47.858?from=CrossRef>
- [2] AMIRANTE, R., G. Del VESCOVO a A. LIPPOLIS. Evaluation of the flow forces on an open centre directional control valve by means of a computational fluid dynamic analysis. In: *Energy Conversion and Management*. 2006, **47**(13-14), s. 1748-1760. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.10.005. ISSN 01968904. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890405002542>
- [3] AMIRANTE, R., G. Del VESCOVO a A. LIPPOLIS. Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool. In: *Energy Conversion and Management*. 2006, **47**(1), s. 114-131. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.03.010. ISSN 01968904. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890405000646>
- [4] AMIRANTE, Riccardo, Luciano Andrea CATALANO, Carlo POLONI a Paolo TAMBURRANO. Fluid-dynamic design optimization of hydraulic proportional directional valves. In: *Engineering Optimization*. 2013, **46**(10), s. 1295-1314. DOI: 10.1080/0305215X.2013.836638. ISSN 0305-215x. Dostupné také z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/0305215X.2013.836638>
- [5] AXIN, Mikael. *Mobile Working Hydraulic System Dynamics*. 1. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2015. ISBN 9789176859711.
- [6] BISHOP, E. D.: Digital Hydraulic Transformer – Approaching theoretical Perfection in Hydraulic Drive Efficiency, 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 2009
- [7] Bobcat. *BOBCAT.CZ | Stavební stroje Bobcat Doosan* [online]. ©2010-2017 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <https://www.bobcat.cz/>
- [8] Bosch Rexroth. The Drive & Control Company. - Bosch Rexroth AG [online]. ©BoschRexrothAG [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/>

- [9] BUDNY, Eugeniusz, Mirosław CHŁOSTA, Witold GUTKOWSKI, A. EGELJA a S. ANWAR. Load-independent control of a hydraulic excavator. In: *Automation in Construction*. 2003, **12**(3), s. 245-254. DOI: 10.1016/S0926-5805(02)00088-2. ISSN 09265805. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926580502000882>
- [10] CETINKUNT, S., U. PINSOPON, C. CHEN, A. EGELJA a S. ANWAR. Positive flow control of closed-center electrohydraulic implement-by-wire systems for mobile equipment applications. In: *Mechatronics*. 2004, **14**(4), s. 403-420. DOI: 10.1016/S0957-4158(03)00067-9. ISSN 09574158. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0957415803000679>
- [11] CHANG, Pyung Hun, Soo-Jin LEE a Kazuo FUJISHIMA. A straight-line motion tracking control of hydraulic excavator system. In: *Mechatronics*. 2002, **12**(1), s. 119-138. DOI: 10.1016/S0957-4158(01)00014-9. ISSN 09574158. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0957415801000149>
- [12] DENGLER, P, H BAUM, G SCHUSTER a C WESSING. Efficiency Improvement of a Constant Pressure System using an In termediate Pressure Line. In: *8th International Fluid Power Conference (IFK)*. Dresden, Germany, 2012, s. 567–578.
- [13] ERIKSSON, Björn, 2007. Control Strategy for Energy Efficient Fluid Power Actuators - Utilizing Individual Metering. Science And Technology [online]. (1341). Dostupné z: http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:443%5Cnhttp://www.iei.liu.se/flumes/bjorn/hidden-files/publikationer/1.105286/BjornEriksson_Control_Strategy_for_Energy_Efficient_Fluid_Power_Actuators.pdf
- [14] ERIKSSON, B a J-O PALMBERG. Individual metering fluid power systems: challenges and opportunities. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 225. Sage Publications, 2011, s. 196-211. DOI: 10.1243/09596518JSCE1111. ISSN 2041-3041.
- [15] PŁONECKI, L., W. TRĄMPCZYŃSKI a J. CENDROWICZ. A concept of digital control system to assist the operator of hydraulic excavators. *Automation in Construction*. 1998, **7**(5), 401-411. DOI: 10.1016/S0926-5805(98)00045-4. ISSN 09265805. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926580598000454>

- [16] HAGA, Masakazu, Watanabe HIROSHI a Kazuo FUJISHIMA. Digging control system for hydraulic excavator. In: *Mechatronics*. 2001, **11**(6), s. 665-676. DOI: 10.1016/S0957-4158(00)00043-X. ISSN 09574158. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S095741580000043X>
- [17] HIPPALGAONKAR, Rohit a Monika IVANTYSYNOVA, 2013. A Series – Parallel Hydraulic Hybrid Mini – Excavator with Displacement Controlled Actuators. The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power; [online]. 31–42. Dostupné z: <http://www.ep.liu.se/ecp/092/004/ecp13092004.pdf>
- [18] LINJAMA et. al.: Secondary Controlled Multi Chamber Cylinder, 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 2009, s. 54-55.
- [19] Vývoj trhu v oboru stavebních strojů. In: Časopis SILNICE ŽELEZNICE – Rozvoj dopravní infrastruktury v České republice, na Slovensku i ve světě, moderní trendy, stavební postupy, používané materiály a technologie. [online]. KONSTRUKCE Media, s.r.o, 2012 [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.silnice-zeleznice.cz/clanek/vyvoj-trhu-v-oboru-stavebnich-stroju/>
- [20] ŘEPKA, Radim a Bohuslav PAVLOK. Mathematical Solution of a Linear Hydraulic Servomechanism. In: Transactions of the VŠB - Technical University of Ostrava, Mechanical Series. 2012, 58(1), s. 183-190. DOI: 10.22223/tr.2012-1/1910. ISSN 12100471. Dostupné také z: <http://transactions.fs.vsb.cz/2012-1/1910.pdf>
- [21] LINJAMA, Matti. DIGITAL FLUID POWER – STATE OF THE ART: The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power [online]. Tampere, Finland: Tampere University of Technology Department of Intelligent Hydraulics and Automation, 2011 [cit. 2017-11-25]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/a1a3/afd27352191866b5614af9abea93ff5a9cf7.pdf>
- [22] FRIES, Jiří. Zemní stroje: učební text: studijní materiály pro studijní obor Zemní, těžební a stavební stroje Fakulty strojní. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2567-0.
- [23] HERBERT E. MERRITT. Hydraulic control systems. 1:a upplagan. New York: John Wiley, 1967. ISBN 978-047-1596-172.
- [24] HONG, S.H. a K.W. KIM. A new type groove for hydraulic spool valve. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.07.009. ISBN 10.1016/j.triboint.2016.07.009. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301679X16302262>
- [25] MathWorks-Makers of Matlab and Simulink [online]. ©1994-2017 [cit. 2017– 12- 17]. Dostupné z: uk.mathworks.com

- [26] MAIER, Uwe, Ulrich LENZGEIGER a Peter SCHMUTTERMAIR. E-Load Sensing: Adaptive working hydraulics for tractors. In: MOBILE 2017: Perspective and Dialogue: Next Level of Safety, Efficiency and Automation. Bosch Rexroth, 2017, s. 49-59.
- [27] VAUGHAN, N. D. a J. B. GAMBLE. The Modeling and Simulation of a Proportional Solenoid Valve. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 1996, 118(1), 120-. DOI: 10.1115/1.2801131. ISSN 00220434. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1407062>
- [28] ERYILMAZ, Bora a Bruce H. WILSON. Unified modeling and analysis of a proportional valve. Journal of the Franklin Institute. 2006, 343(1), 48-68. DOI: 10.1016/j.jfranklin.2005.07.001. ISSN 00160032. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016003205000657>
- [29] ČSN EN ISO 6165 (277400): Stroje pro zemní práce – Základní typy - Identifikace, termíny a definice. 2015.
- [30] BENDER, Frank A., Marcel MITSCHKE, Thomas BRÄUNL a Oliver SAWODNY. Predictive operator modeling for virtual prototyping of hydraulic excavators. Automation in Construction. 2017, 84, 133-145. DOI: 10.1016/j.autcon.2017.08.008. ISSN 09265805. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926580517307240>

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN**Zkratky**

BMS	Battery Management System, systém balancování napětí článků v bateriovém modulu
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational fluid dynamics, simulace proudění
DC	Direct Current, stejnosměrný elektrický proud
DHPMS	Digital Hydraulic Power Management System
E-LS	elektronická varianta LS
LS	Load Sensing (tlaková hydraulická zpětná vazba)
LUDV	Lastdruck-Unabhängige-Durchfluss-Verteilung, systém přerozdělování průtoku nezávisle na zatížení
NMC	typ bateriových článků s chemickým složením: lithium Nickel Manganese Cobalt oxide
OBD	On Board Diagnostics
PS→Simulink	funkce v softwaru Simulink k převedení „fyzického signálu“ na číselnou hodnotu
PWM	Pulse Width Modulation, pulzně šířková modulace

A_0	m^2	průtočný průřez
A_s	m^2	průtočný průřez škrticím ventilem
C_c	-	koeficient stlačitelnosti hydraulické kapaliny
C_q	-	průtokový součinitel
D_n	mm	jmenovitá světlost rozváděče
F_c	N	síly od ovládacího členu
F_j	N	hydrodynamické síly
F_m	N	síla od hmotnosti šoupátka
F_p	N	předpětí vratných pružin rozváděče
F_s	N	předpětí pružiny redukčního ventilu
F_w	N	síly způsobené průtočnými odpory
F_x	N	síly odvozené z tuhosti materiálů
k	$N \cdot mm^{-1}$	tuhost vratných pružin
m	g	hmotnost šoupátka
p_L	MPa	tlak od zátěže
p_{Lmax}	MPa	maximální tlak v systému
p_r	MPa	redukovaný tlak
p_s	MPa	tlak hydrogenerátoru
q_L	$l \cdot min^{-1}$	průtok
V	m^3	objem
V_g	cm^3	geometrický objem hydrogenerátoru vztažen na jednu otáčku
Θ	rad	úhel vtoku
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota hydraulické kapaliny

10. SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ**10**

Obr. 1 Rozložení komponent rypadla [16]	14
Obr. 2 Schéma ovládání rypadel joysticky a pedály [16]	15
Obr. 3 Systém s konstantním průtokem [5]	16
Obr. 4 p–q charakteristika systému s konstantním průtokem [13]	16
Obr. 5 Možností zapojení [8]	17
Obr. 6 Zapojení tlakové váhy (redukční ventil) před a za škrťací ventil [5]	17
Obr. 7 Flow sharing škrťací ventily se stabilizací [5]	18
Obr. 8 Schéma zapojení pro LS systém [5]	19
Obr. 9 Individuální nastavení maximálních tlaků [8]	19
Obr. 10 p–q charakteristika LS systému [13]	20
Obr. 11 Srovnání hydraulického LS a elektrického LS systému [26]	20
Obr. 12 Komunikace mezi více rozváděči [8]	21
Obr. 13 DHMPS systém a možnosti proudění kapaliny [21]	22
Obr. 14 p–q charakteristika bezventilového systému [13]	23
Obr. 15 Různé varianty provedení řídicích bloků [8]	23
Obr. 16 Rozváděč s mechanickým ovládáním [8]	24
Obr. 17 Rozváděč s hydraulickým ovládáním [8]	25
Obr. 18 Schéma proporčního rozváděče [2]	25
Obr. 19 Schématická značka hydraulického joysticku [8]	26
Obr. 20 Hydraulický joystick 4TH6 a 4TH5 [8]	26
Obr. 21 Elektrický joystick 4THE5 a elektrický pedál 2THE5R [8]	27
Obr. 22 Tvar šoupátka, po a před optimalizací kompenzačních profilů [4]	28
Obr. 23 Vznik hydrodynamických sil [23]	29
Obr. 24 Porovnání účinků drážek na šoupátko [23]	30
Obr. 25 Modelování pomocí diferenciálních rovnic (Simulink) [20]	31
Obr. 26 Modelování pomocí diferenciálních rovnic v prostředí Simulink [20]	32
Obr. 27 Open center rozváděč stroje Bobcat E19 [7]	36
Obr. 28 Zdroj pilotního tlaku [7]	36
Obr. 29 Ukázka zapojení hydraulického joysticku ovládání násady [7]	37
Obr. 30 Měření původního řešení stroje	38
Obr. 31 Rozváděč L8581B2S4 včetně schématické značky [8]	38
Obr. 32 Sekundární ventil včetně schématické značky [8]	39
Obr. 33 Zjednodušený model původního řešení s rozváděči s otevřeným středem	40
Obr. 34 Model hydromotoru	40
Obr. 35 Jednoduchý výpočetní model v Autodesk Force Effect	41
Obr. 36 Model hydraulického rozváděče	41
Obr. 37 Ukázka funkce „Parameter Estimation“	42
Obr. 38 Matematický model solenoidu	43
Obr. 39 Model šoupátka	43
Obr. 40 Model rozváděče	44
Obr. 41 Model hydraulické cesty	44
Obr. 42 Model sekundárního přepouštěcího ventilu	45
Obr. 43 Schéma měřicího řetězce	46
Obr. 44 Nastavení v softwaru VACC20	46
Obr. 45 Mapa účinnosti elektromotoru BL 180/90	54
Obr. 46 Hlavní komponenty elektrické varianty stroje	54

Obr. 47 Hydrogenerátor a elektromotor spojeny pružnou spojkou (pro testovací účely)	55
Obr. 48 Šoupátko, škrtkící ventil se stabilizací, jednosměrný ventil	56
Obr. 49 3D model podkopy	59
Obr. 50 Simulink Multibody model	59
Obr. 51 Interakce Multibody a Simscape Fluids modulů	60
Obr. 52 Simulační model solenoidu pro nalezení vektoru síly	60
Obr. 53 Simulovaná pozice rozváděče	62
Obr. 54 Simulační model rozváděče pro nalezení závislosti průtočných průřezů na posunutí šoupátka	62
Obr. 55 Simulace LUDV funkce	64
Obr. 56 Diagram operací s řídicím signálem – první iterace	65
Obr. 57 Model softwaru řídicí jednotky	66
Obr. 58 Modul modifikace signálu	66
Obr. 59 Modul ovládání solenoidů	67
Obr. 60 Modul sčítání rychlostních požadavků	67
Obr. 61 Průběh ovládacího signálu jednoho spotřebiče	68
Obr. 62 Průběhy ovládacích signálů pro simulační model kopání	68
Obr. 63 Modifikovaný modul ovládání solenoidu	74
Obr. 64 Nastavení okrajové podmínky parametru y_1	74
Obr. 65 Měřicí turbína průtokoměru Hydrotechnik se snímači tlaku a teploty hydraulického oleje	78
Obr. 66 Experimentální ověřování nastavených parametrů	79
Obr. 67 Postup modifikací ovládacího signálu	82
 Graf 1 Výkonové charakteristiky před a po optimalizaci kompenzačních profilů [4]	29
Graf 2 Výkonové charakteristiky rozváděče L8581B2S4 [8]	39
Graf 3 Zkoušené ovládací signály	47
Graf 4 p-t charakteristika zvedání výložníku	48
Graf 5 q-t charakteristika zvedání výložníku	48
Graf 6 p-t charakteristika spouštění výložníku	49
Graf 7 q-t charakteristika spouštění výložníku	49
Graf 8 p-t charakteristika- násada od sebe	50
Graf 9 q-t charakteristika- násada od sebe	50
Graf 10 p-t charakteristika- násada k sobě	50
Graf 11 q-t charakteristika- násada k sobě	50
Graf 12 p-t charakteristika uzavření lžice	51
Graf 13 q-t charakteristika uzavření lžice	51
Graf 14 p-t charakteristika vyklápění lžice	51
Graf 15 q-t charakteristika vyklápění lžice	52
Graf 16 p-t charakteristika otočného svršku v prvním režimu	52
Graf 17 q-t charakteristika otočného svršku v prvním režimu	53
Graf 18 Charakteristiky pro skokovou změnu	57
Graf 19 Charakteristiky postupného přestavování šoupátka	57
Graf 20 Charakteristiky pro cyklus s 5 s rampou	58
Graf 21 hydraulické zatížení až 15 MPa	58

Graf 22 Dosažena shoda simulace a naměřených dat	61
Graf 23 Odchylka simulovaných a změřených hodnot vyjádřena v (x100 %)	61
Graf 24 Závislost průtoku na procenta maximálního proudu ovládacího solenoidu – první iterace	63
Graf 25 Závislost průtoku na procenta maximálního proudu ovládacího solenoidu – poslední iterace	63
Graf 26 Odchylka simulovaných a změřených hodnot vyjádřena v (%)	63
Graf 27 Graf závislosti pozice LUDV ventilu na čase	64
Graf 28 Graf závislosti průtoku rozváděčem na čase	65
Graf 29 Graf závislosti teoretické pozice pístnice násady v čase	69
Graf 30 Graf závislosti pozice pístnice násady v čase – upravená varianta	69
Graf 31 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru výložníku v čase simulace	70
Graf 32 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace	70
Graf 33 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru násady v čase simulace	70
Graf 34 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace	71
Graf 35 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru lžice v čase simulace	71
Graf 36 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace	71
Graf 37 Závislost pozice a rychlosti pístnice hydromotoru lžice v čase simulace	72
Graf 38 Závislost rychlosti elektromotoru v čase simulace	72
Graf 39 Křivka závislosti průtoku na vychýlení joysticku	73
Graf 40 Ukázka převodu signálu z joysticku na ovládací křivku pro solenoid	75
Graf 41 Závislosti tlaků a průtoků před a po rozdělení zón necitlivosti	76
Graf 42 Simulace kopání bez přidaného zatížení	77
Graf 43 Simulace rypné síly-násada (10 kN)	77
Graf 44 Simulace rypné síly-lžice (20 kN)	77
Graf 45 Synchronizace dat na základě společné veličiny	79
Graf 46 Zvolené ovládací signály (neupravená varianta)	80
Graf 47 Modifikace zónou necitlivosti joysticku a také rampou při prudkém uzavření rozváděče po 1 vteřině	82
Graf 48 Modifikace ovládacího signálu solenoidu I _{min} a I _{max}	83
Graf 49 Zóna necitlivosti elektromotoru a také omezené zrychlení „elektromotoru“	83

11. SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Stření a špičkový výkon funkcí	53
Tabulka 2 Parametry simulace	64
Tabulka 3 Parametry pro hydromotor výložníku	70
Tabulka 4 Parametry pro hydromotor násady	70
Tabulka 5 Parametry pro hydromotor lžíce – první varianta	71
Tabulka 6 Parametry pro hydromotor lžíce – druhá varianta	72